P. Orlov

Ingeniería de diseño

2


ИЗДАТЕЛЬСТВО
МИР

П. И. Орлов

Основы конструирования

Издательство
«Машиностроение»
Москва

P. Orlov

Ingeniería de diseño

Traducido del ruso por el ingeniero
José Puig Torres

Segunda edición

Editorial Mir · Moscú

Impreso en la URSS

Primera edición 1975
Segunda edición 1985

На испанском языке

1 Montaje

Al diseñar uniones, conjuntos y grupos (unidades) deben mantenerse las siguientes condiciones del montaje productivo y cualitativo:

1) la completa intercambiabilidad de las piezas y de los conjuntos;

2) exclusión de los trabajos de ajuste y colocación de las piezas en el lugar;

3) acceso cómodo para la herramienta de montaje; posibilidad de emplear herramientas mecanizadas;

4) principio de montaje por módulos, es decir, unión de las piezas en subconjuntos iniciales, de los subconjuntos en conjuntos, de los conjuntos en grupos, colocación de los grupos en la máquina.

La observación de estas condiciones permite organizar el proceso tecnológico por el principio de la ejecución paralela y simultánea de las operaciones, tener asegurado en cada puesto de trabajo un ciclo de operaciones que se reiteran constantemente, y mecanizar el montaje. En las producciones en grandes lotes y en gran escala el cumplimiento de estas condiciones da la posibilidad de organizar el montaje en cadena continua.

La intercambiabilidad de las piezas se alcanza designando las tolerancias indispensables y las desviaciones límite de la forma (no paralelismo, no perpendicularidad, etc.). Los tipos de ajustes se eligen según sean las condiciones de trabajo de la unión. La clase indispensable de precisión se establece por el análisis dimensional que tiene por fin la comprobación de la capacidad de trabajo de la unión a los valores extremos de las holguras (apreturas).

A veces, por condiciones de trabajo, las holguras (apreturas) deben mantenerse en límites más estrechos que los que se obtienen al ejecutar dimensiones incluso por la primera clase de precisión.

Así, en los ajustes a presión de las clases ordinarias de precisión a una combinación desfavorable de las dimensiones (el agujero por la mayor tolerancia en más, el árbol por la menor tolerancia en más) la unión resulta insuficientemente resistente. En el caso inverso (el agujero por la nominal, el árbol por la mayor tolerancia en más) en las piezas de la unión surgen tensiones excesivas.

Al colocar el bulón en los émbolos de aleaciones a base de aluminio, debido al alto valor del coeficiente de dilatación lineal de estas aleaciones, la holgura (en frío) inicial entre el bulón y los resaltes del émbolo a las temperaturas de trabajo, aumentan bruscamente, debido a lo cual surge el peligro de desarreglo de la unión. Esto obliga a asentar los bulones en el agujero de los salientes con una apretura inicial que al calentarse el émbolo desaparece y se sustituye por un huelgo de requerida magnitud. Como demuestra el cálculo para los diámetros del bulón y de los agujeros debe tomarse tal campo estrecho de tolerancias que no se asegura incluso con la 1ª clase de precisión.

En estos casos, con frecuencia se recurre al *montaje selectivo*. Según sean las magnitudes de las desviaciones de la nominal las piezas se dividen en varios grupos. En el montaje se unen sólo los grupos que en combinación el uno con otro dan la magnitud indispensables de huelgos (apreturas). Naturalmente que, en este caso, el principio de intercambiabilidad se altera. La necesidad de dividir previamente las piezas en grupos dimensionales complica y demora el proceso de producción.

Para las uniones de este tipo es mejor introducir la clase elevada (de precisión o neutra) de exactitud. Los métodos modernos de maquinado en fino (rectificado de precisión de los árboles, brochado a tracción calibrador y rectificado con barretas abrasivas de los agujeros) permite obtener dimensiones con una exactitud de 0,5—1 μ, suficiente para las uniones que se montan en el presente por el método de montaje selectivo. La subida del coste del tratamiento mecánico se cubriría completamente con la simplificación y abaratamiento del montaje.

Debe prestarse particular atención en la eliminación de los trabajos de ajuste, del acabado de las piezas en el proceso de montaje y colocación de éstas y de los conjuntos por el sitio con regulación individual de su disposición recíproca. El ajuste exige el empleo de operaciones de ajustador o de maquinado complementario que alteran el ritmo del montaje, reduce la calidad de éste y priva a la construcción de intercambiabilidad. Los trabajos de ajuste, como regla general, son muy laboriosos. Es necesario el montaje previo y, a veces, reiterado de los conjuntos, mediciones, la comprobación del funcionamiento del conjunto y el ulterior desmontaje con el fin de introducir correcciones. Cada montaje-desmontaje está vinculado con operaciones de lavado de las piezas.

En una construcción correcta las piezas deben ejecutarse con una exactitud que garantice el montaje y la capacidad de trabajo del conjunto al equiparlo con cualesquiera piezas provenientes del almacén de productos terminados. La posición de las piezas en el conjunto, de los conjuntos en el grupo y en la máquina debe determinarse por las bases de montaje y por los elementos de fijación ejecutados de antemano, valiéndose de operaciones de maquinado.

En el montaje de ciertas uniones suelen aplicarse aún operaciones manuales. Estas operaciones comprenden, por ejemplo, el esmerilado de piezas en las uniones donde se necesita un elevado grado de hermeticidad (ajuste de válvulas cónicas, válvulas de macho, distribuidores planos, émbolos buzo y distribuidores cilíndricos en casquillos, etc.). El esmerilado se emplea también en las

uniones por conos cargadas fuertemente con el fin de obtener un ajuste completo y prevenir el endurecimiento por deformación en frío y el deterioro de las superficies de encaje. Por cuanto el esmerilado se realiza de dos en dos, las piezas se privan de la propiedad de intercambiabilidad.

No obstante, también aquí es posible la sustitución de las operaciones manuales por las mecanizadas no sólo en las fases previas, sino también en las fases definitivas del mecanizado. Así, en las empresas de vanguardia la operación laboriosa del esmerilado de dos en dos de las superficies planas, en las uniones *de metal por metal* se sustituye por el esmerilado mecanizado de cada una de las superficies al mármol, gracias a lo cual las piezas conjugadas resultan intercambiables.

1.1 Montaje axial y radial

El sistema de montaje ejerce gran influencia en la construcción de conjunto y en sus características tecnológicas y de explotación.

En los conjuntos con ejes longitudinal y transversal de simetría son posibles dos sistemas fundamentales de montaje: el *axial*, con el cual las piezas del conjunto se unen en sentido axial, y el *radial*, con el que las piezas se acoplan en sentido transversal (radial). En el montaje axial los planos de empalme son perpendiculares al eje longitudinal, en el radial éstos pasan por el eje longitudinal.

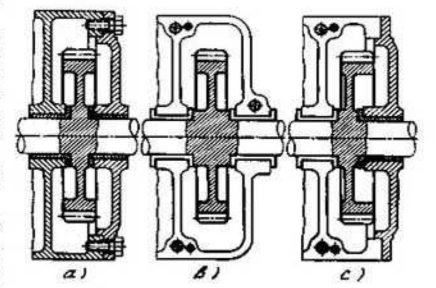


Fig. 1. Esquemas de montaje

En la figura 1, como ejemplo elemental, se representa el montaje de un árbol con piñón en un cuerpo. En la figura 1, *a*, se muestra el montaje axial. El cuerpo y la tapa del cuerpo, así como los casquillos de cojinete colocados en aquéllos son enterizos. El árbol se introduce en el cuerpo en sentido axial y se fija con la tapa centrada respecto al cuerpo con un ribete cilíndrico.

En el montaje radial (fig. 1, *b*) el cuerpo y los casquillos se han ejecutado con separación por el eje longitudinal. El árbol se coloca en una de las mitades del cuerpo y se cubre con la otra mitad. Las mitades del cuerpo se aprietan con tornillos transversales y se fijan la una con relación a la otra con pasadores posicionadores.

En la figura 1, *c*, se muestra el montaje mixto radial-axial. En este caso, el cuerpo es separable, en tanto que la tapa es enteriza. Las ventajas e insuficiencias del montaje axial y del radial pueden observarse más plenamente en el ejemplo de la bomba centrífuga multietápica (fig. 2).

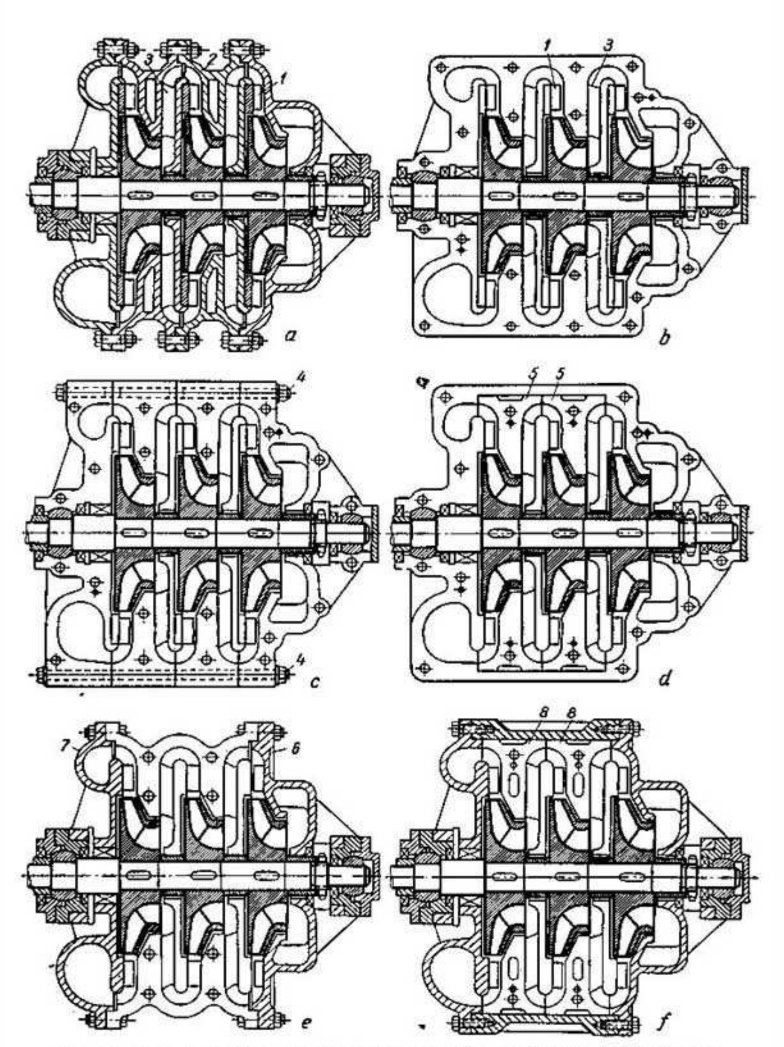


Fig. 2. Esquemas de montaje de una bomba centrífuga multietápica

En la construcción con principio sucesivamente mantenido de montaje axial (vista *a*) el cuerpo de la bomba consta de una serie de compartimientos portantes del difusor *1* y del diafragma *2* con el dispositivo guía de paletas *3*. Este grupo se monta, colocando los rotores de álabes en el árbol (metido de antemano en el cojinete de la tapa posterior) sucesivamente en todos los compartimientos y uniendo a éstos últimos con tornillos. El montaje se concluye con el apriete de los rotores de álabes con tuerca por el extremo libre del árbol en el cojinete de la tapa anterior.

En el caso de montaje puramente radial (vista *b*) el cuerpo consta de dos mitades con separación en el plano del árbol. Los cuerpos de los cojinetes y los dispositivos guía *3* están fundidos de una sola pieza con el cuerpo. Los difusores *1* también están aislados; las paletas de los difusores y de los dispositivos guía están empalmadas entre sí en el plano de separación. Se monta la bomba en el siguiente orden. Al principio se montan los rotores de álabes y se aprietan en el árbol; el árbol montado se coloca en la mitad inferior del cuerpo sobre cojinetes y se cubre con la otra mitad, después de lo cual las mitades del cuerpo se tensan con tornillos interiores y laterales.

La confrontación de los sistemas de montaje axial y radial permite hacer las siguientes deducciones generales para los grupos multietápicos.

En el montaje axial la fundición del cuerpo separado en compartimientos es simple. El tratamiento mecánico es muy cómodo. Las superficies a mecanizar están abiertas para la revisión, accesibles para acercar la herramienta de corte y se miden con facilidad. Por cuanto el mecanizado se realiza por las superficies cilíndricas continuas, al fabricar los compartimientos pueden aplicarse los métodos de tratamiento veloz.

A esta construcción le es inherente una rigidez elevada. Las cavidades interiores se compactan bien.

Las insuficiencias del montaje axial son las siguientes:

1. El montaje del grupo es complicado. La comprobación y la regulación de las holguras axiales, en particular de las holguras extremas entre los rotores de álabes y las superficies dorsales de los diafragmas es dificultosa, particularmente porque en todas las fases del montaje hasta la definitiva, el árbol está fijado sólo en un cojinete. Pueden mantenerse las holguras correctas valiéndose de aditamentos especiales o elevando la precisión del cumplimiento de las dimensiones axiales de los elementos de la construcción.

2. La revisión de las partes interiores es complicada. Con el fin de abrir alguna etapa hay que desmontar todas las anteriores.

La construcción con montaje radial por sus ventajas y deficiencias es contraria a la construcción con montaje axial. La fabricación del cuerpo, que representa dos fundiciones macizas, es dificultosa. El tratamiento mecánico también es complicado. Las cavidades interiores se mecanizan por procedimiento abierto: para cada mitad del cuerpo por separado con el subsiguiente ajuste del empalme; o

por procedimiento cerrado, con las mitades del cuerpo montadas en pasadores de control, por las superficies de empalme mecanizadas previamente en fino. Tanto el uno como el otro procedimiento exige herramientas especiales, aditamentos de medición y elevada calificación de los operadores.

Debido a la asimetría de las secciones, el cuerpo tiene distinto rigidez; menor en el plano de empalme y mayor en sentido perpendicular a éste. El debilitamiento de la construcción por la separación longitudinal hay que compensarla aumentando las secciones de las paredes del cuerpo. Por eso, esta construcción resulta pesada. Las cavidades del cuerpo necesitan una empaquetadura minuciosa por el empalme plano de forma, sin alterar la cilindricidad de las superficies interiores elaboradas, lo que habitualmente se alcanza esmerilando las superficies de empalme y colocándolas con composiciones hermetizantes. Es necesario el ajuste de las paletas de los difusores y de los dispositivos guía en el plano de empalme o el empleo de juegos de paletas, montándolas por secciones en las cavidades anulares del cuerpo.

En cambio el montaje y desmontaje son muy cómodos. Durante el montaje el árbol con los rotores de álabes colocados en él de antemano se instala en los cojinetes de la mitad inferior del cuerpo. Se presenta plena posibilidad de comprobar y regular las holguras axiales. La revisión de las cavidades interiores del grupo también es muy cómoda. Al quitar la mitad superior del cuerpo queda al descubierto la interioridad del grupo y se asegura el acceso a todas las piezas instaladas en el cuerpo.

Comparando las insuficiencias y ventajas de los montajes axial y radial vemos que el axial es mejor emplearlo en los casos en que con el fin de crear una estructura resistente y ligera (construcción de maquinaria para el transporte) se pueden admitir ciertos inconvenientes de explotación. Si el peso de la estructura no desempeña un papel esencial y si puede admitirse el aumento del coste de fabricación para la comodidad del montaje y explotación se aplica el montaje radial.

En la práctica son posibles distintas variantes de combinaciones de los elementos de los montajes axial y radial.

En el sistema de montaje radial (vista *c*) con el fin de simplificar la fundición las mitades del cuerpo se han montado de semianillos aislados que se aprietan con tornillos prisioneros longitudinales *4*. Las mitades de los cuerpos montadas de este modo se mecanizan en conjunto por los planos de separación; ulteriormente no se desmontan los tornillos de apriete. Las insuficiencias de esta construcción son: el aumento del volumen de tratamiento mecánico, gran número de empalmes perpendiculares el uno al otro.

En la construcción *d* los diafragmas *5* se han ejecutado aisladamente, cada una de las dos mitades, apretadas con tornillos sobre pasadores de control y colocadas en un cuerpo separable.

En el sistema de montaje mixto radial-axial (vista *e*) la parte

media del cuerpo consta de dos mitades que se desmontan por el eje del árbol. A los extremos del cuerpo se acoplan las tapas anterior *6* y posterior *7* portantes de los cojinetes. En el montaje, el árbol junto con los rotores de álabes se coloca en el cuerpo inferior, después de lo cual se sujetan en este último las tapas, centrando el árbol en los cojinetes. Luego, se coloca la mitad superior del cuerpo

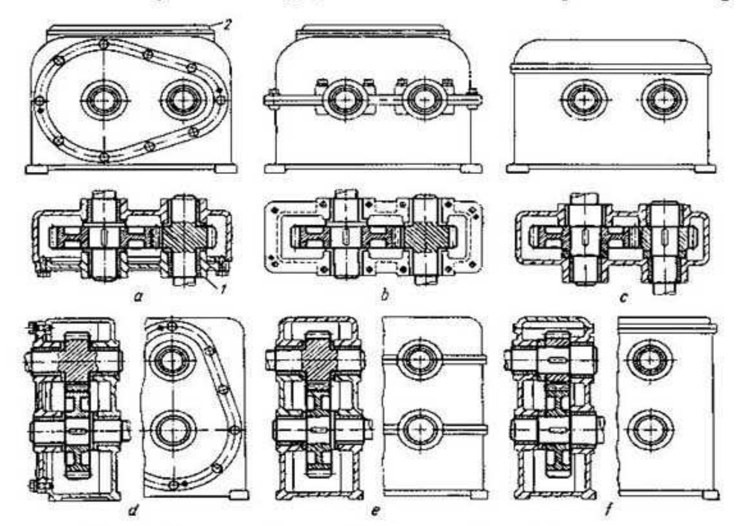


Fig. 3. Esquemas de montaje de una reductor de una etapa

y se aprietan los tornillos superiores de las tapas. En los desmontajes, con el fin de la revisión las tapas quedan atornilladas permanentemente al cuerpo inferior.

En las estructuras de este tipo, la fabricación de los cuerpos separables se simplifica algo; se conserva la comodidad del montaje y desmontaje.

En la construcción del montaje mixto (vista *f*) los diafragmas *8* se han ejecutado cada uno de dos mitades e introducidos en el cuerpo enterizo junto con el árbol y los rotores de álabes, por el principio del montaje axial.

En la figura *3* se muestran los esquemas de montaje de un reductor de engranajes de escalón único con disposición de los ejes de los piñones en el plano horizontal.

En la construcción con montaje axial (vista *a*), debido a la presencia del zócalo no se puede separar el cuerpo por el eje de simetría. Los piñones del reductor se montan por un lado en la pared del cuerpo

y por el otro, en la tapa separable *1* fijada en el cuerpo con pasadores de control. Esta construcción asegura un tratamiento mecánico cómodo del cuerpo. A diferencia de los grupos multietápicos aquí es cómodo también el montaje. Para comprobar el engrane de los piñones y para revisar las cavidades internas del reductor se prevé la ventanilla de inspección *2*.

En la construcción con montaje radial (vista *b*) el cuerpo consta de dos piezas con separación en el plano de los ejes de los piñones; las piezas del cuerpo se fijan una respecto de la otra con pasadores de control. Lo mismo que los otros sistemas de montaje radial, esta construcción se caracteriza por la complejidad del tratamiento mecánico. Los agujeros de encaje para los cojinetes de los árboles se elaboran en conjunto con las mitades del cuerpo acopladas por las superficies del empalme trabajadas de antemano, o separadamente en ambas mitades con el subsiguiente mecanizado en fino de las superficies de empalme. Este último procedimiento es más complicado que el primero.

La compactación del empalme está vinculada con ciertas dificultades. No se pueden emplear guarniciones elásticas para que no se altere la cilindricidad de los alojamientos de encaje de los cojinetes; es necesario el esmerilado de las superficies de empalme y el empleo de composiciones hermetizantes. Es peculiarmente difícil alcanzar a un mismo tiempo compactación por el empalme plano y por las superficies cilíndricas exteriores de los cojinetes (si los casquillos de los cojinetes se han echo enterizos). Para evitar el desmontaje del empalme durante el servicio, es necesario prevenir una ventanilla de inspección.

En este caso, es preferible el montaje axial que garantiza el tratamiento mecánico más simple y un montaje completamente satisfactorio.

En la construcción con montaje mixto radial-axial (vista *c*) los árboles de los piñones están apoyados en las paredes del cuerpo; este último va dotado de una tapa con plano de separación situado por encima de los alojamientos para los cojinetes de los árboles. El montaje se lleva a cabo en el siguiente orden: se colocan en el cuerpo los piñones (que en este caso deben ser encajados), se hacen pasar los árboles por el cojinete y el cubo de los piñones (los árboles deben ser escalonados) y los piñones se fijan en los árboles. Por la sencillez del tratamiento mecánico y por la estabilidad de la fijación de los árboles en el cuerpo, esta construcción es mejor que las anteriores. No obstante, su montaje es considerablemente más complicado.

En las vistas *d—f* se representa un reductor con piñones dispuestos en el plano vertical. Las construcciones con montaje axial (vista *d*), radial (vista *e*) y radial-axial (vista *f*) tienen respectivamente las mismas ventajas e insuficiencias que las construcciones *a*, *b*, *c*, con la diferencia de que las insuficiencias del montaje radial, aquí están expresadas mas bruscamente debido a la presencia de dos empalmes.

A veces, el sistema de montaje se define unívocamente por la composición del grupo. Así, para una máquina de rotor estacionaria instalada sobre cimiento, el sistema de montaje axial (fig. 4, *a*) no es posible por razones de explotación: para inspeccionar los mecanismos internos se necesitaría quitar la máquina del cimiento. Aquí, sólo es aplicable el montaje radial (vista *b*) y el sistema límitadamente mixto (vistas *c*, *d*).

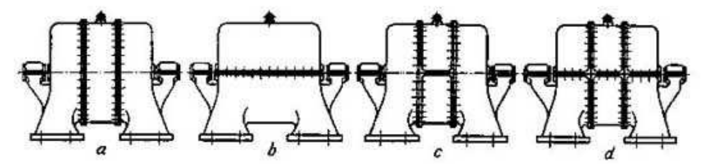


Fig. 4. Esquemas de la separación del cuerpo de una máquina de rotor

Al ensamblar los árboles cigüeñales de los motores de émbolo de muchos cilindros es prácticamente imposible aplicar el montaje axial, debido a las configuraciones del árbol y por condiciones del montaje de los pies y las cabezas separables de las bielas.

El montaje radial no siempre es realizable para las piezas del tipo de cazoleta, como los rotores de álabes (fig. 5). La construcción mostrada en la vista *a* puede ser montada sólo por procedimiento axial: el montaje radial del cuerpo no se puede realizar debido a que el disco del rotor de álabes sobresale (a la magnitud *m*) respecto a los cubos del cuerpo.

Para el montaje radial es necesario acortar el cubo (vista *b*), dejando entre el rotor de álabes y el cubo una holgura axial de montaje *s*.

En la mayoría de los casos son posibles varias variantes de montaje. El diseñador debe elegir la variante más apropiada para las condiciones dadas de trabajo.

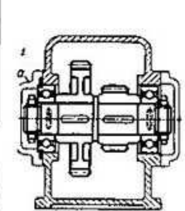
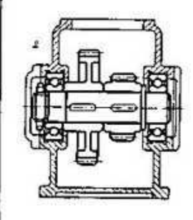
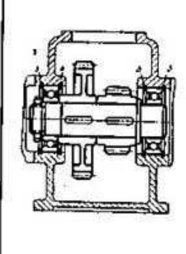
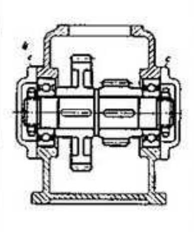
Fig. 5. Montaje de una rueda de paletas cerrada

Examinemos los procedimientos de montaje radial y axial del conjunto de maquinaria tipo: del equipo de piñones de una caja de cambio de velocidades (tabla 1).

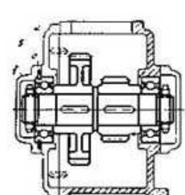
Todas las variantes de montaje radial (croquis *1*– *4* aseguran completamente el montaje por módulos, la comodidad de comprobar el engrane y regular la posición de los piñones respecto de las piezas contiguas.

Esquemas de montajes del equipo de piñones

Montaje radial

	El plano de separación del cuerpo pasa por el eje del equipo. El equipo montado previamente se coloca con los cojinetes en las superficies de encaje del cuerpo inferior y se cubre con la mitad superior del cuerpo que se fija respecto a la inferior con pasadores de control. El cojinete de la izquierda se fija con la tapa *a*, el de la derecha es flotante		La mitad superior del cuerpo está fijada con relación a la inferior con los collares exteriores de los cojinetes. El cojinete de la derecha flota en el árbol. La insuficiencia de esta construcción es: la imposibilidad de mecanizar de una pasada las superficies de encaje para los cojinetes
	Las mitades del cuerpo están fijadas la una respecto de la otra por los collares exteriores de los cojinetes y por los aros *b*. El cojinete de la derecha flota en el árbol. Es posible el mecanizado de una pasada de las superficies de encaje para los cojinetes		Las mitades del cuerpo están fijadas la una respecto de la otra por los collares de los cojinetes y por las tapas *c*. Esta construcción es aplicable para una distancia no demasiado grande entre los cojinetes

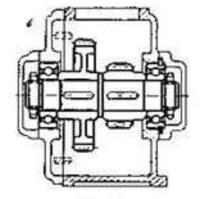
Montaje axial



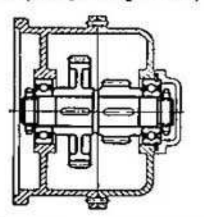
La pared desmontable *d* se fija respecto al cuerpo con pasadores de c ntrol. En el montaje el equipo de piñones se ajusta en el cuerpo con ayuda del cojinete de la derecha y se cubre con la pared desmontable (el anillo de retén *e* del cojinete se debe sacar de antemano), después de lo cual se fija con la tapa *f*.

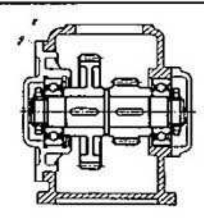
Las insuficiencias de esta construcción son: la disminución de la rigidez del cuerpo, la disposición de la empaquetadura por debajo del nivel de aceite

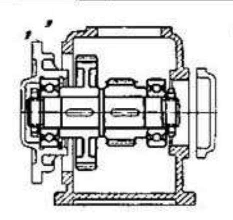
El equipo de piñones se fija en sentido axial con auxilio del cojinete situado en el cuerpo



Variante de la construcción (cuerpo suspendido)



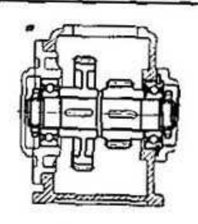


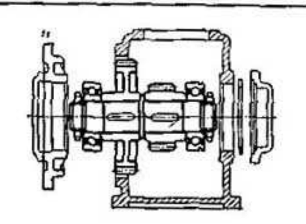


En el cuerpo (croquis 8) se ha abierto un agujero de diámetro mayor que el diámetro del piñón grande. Este equipo de piñones se coloca en la tapa *g* y se introduce en el cuerpo (croquis 9).

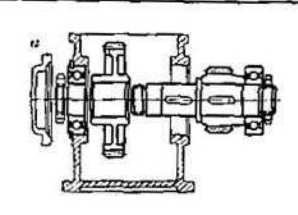
Las superficies centradoras en el cuerpo se mecanizan con una colocación.

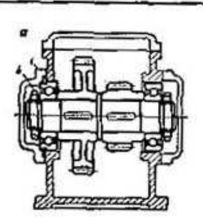
El diámetro de la tapa limita la disposición de los piñones contiguos del equipo



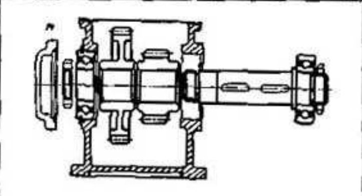


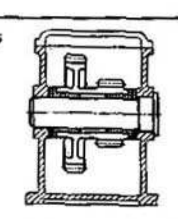
El epuipo de piñones se fija con el cojinete situado en el cuerpo. En la tapa se ha previsto un agujero para mecanizar de una pasada las superficies de encaje.





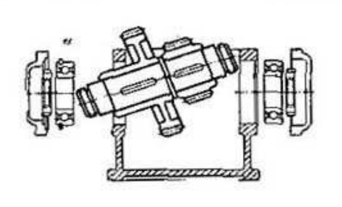
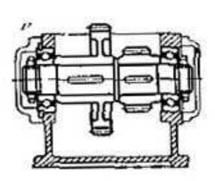
El piñón grande se introduce por el agujero superior del cuerpo (croquis *12*) y se pasa por él el árbol con el piñón pequeño colocado en éste, después de lo cual se tensa la tuerca *h* y se fija el equipo con la tapa *i* (croquis *13*)



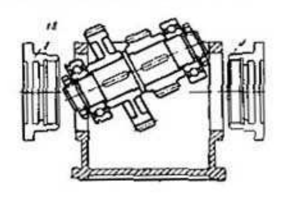
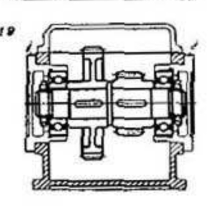


Si el diámetro del piñón pequeño es mayor que el del agujero de encaje del cojinete, ambos piñones se introducen en el cuerpo por arriba (croquis *14*).

El montaje con introducción del árbol por el piñón, se aplica ampliamente al colocar los piñones en los cojinetes de contacto plano (croquis *15*)

El árbol con los piñones asentados se introduce en posición inclinada por el agujero superior del cuerpo (croquis *16*), se vira, después de lo cual se colocan los cojinetes y se fija el equipo de piñones con la tapa (croquis *17*)

El equipo de piñones puede montarse por el mismo procedimiento junto con los cojinetes (croquis *18*), si se colocan los cojinetes en los casquillos intermedios *j* (croquis *19*) y se agranda algo el agujero superior

Sin embargo, la fabricacion se complica. Es necesario un tratamiento mecánico minucioso del empalme de los cuerpos, el mecanizado conjunto de las superficies de encaje y de sus extremos. No se deben emplear guarniciones de empaquetadura blandas en el empalme de los cuerpos, ya que, en este caso, se altera la precisión del ajuste de los cojinetes en los alojamientos. La separación debilita el cuerpo; la rigidez del cuerpo debe aumentarse haciendo de mayor espesor las paredes, introduciendo nervios, etc. Este sistema es aplicable sólo en el caso cuando los ejes de los demás piñones de la transmisión también están situados en el plano de separación.

La fabricación de los sistemas de montaje axial (croquis *5—19*) es más sencilla. La resistencia mecánica y la rigidez de los cuerpos, en la mayoría de los casos, es mayor. En los mecanismos de engranajes múltiples es posible la disposición de los ejes de los piñones en distintos planos. En algunas construcciones (croquis *8—11*) se limita la distancia entre ejes de los piñones contiguos.

La ensambladura en los sistemas de montaje axial es más compleja.

La comodidad de servicio en la explotación puede asegurarse en ambos sistemas haciendo orificios de revisión (croquis *2—4*, *8—19*).

1.2 Desmontaje independiente

Al elegir el sistema de montaje se debe tener en cuenta la comodidad de la revisión, comprobación y regulación de los conjuntos. El desmontaje de una pieza o de un conjunto no debe alterar la integridad de los otros conjuntos sometidos a comprobación.

La instalación de una rueda dentada según la figura 6, *a* resulta sin éxito. La rueda se fija con la tuerca *1* que sirve también para

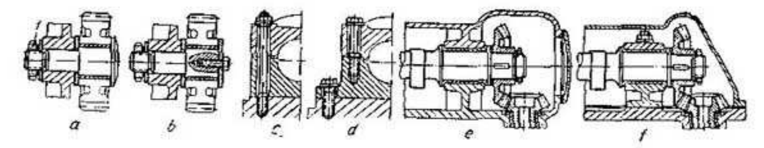


Fig. 6. Sistemas de montaje

sujetar el eje en el cuerpo. Para sacar esta rueda hay que desmontar todo el conjunto. En la construcción mejorada (vista *b*) el eje y la rueda están sujetos separadamente, por eso la rueda puede sacarse sin desmontar el eje.

En el conjunto de sujeción del cojinete (vista *c*) la tapa y el cuerpo están apretados con tornillos pasantes. Al sacar la tapa el cojinete se disgrega. En la construcción *d* el desmontaje de la tapa y del cuerpo se hace separadamente.

En la vista *e* se representa el conjunto de transmisión cónica a un árbol de levas. Los cuerpos de los cojinetes se han ejecutado de una sola pieza con la bancada, las tapas, de una sola pieza con la envoltura de la bancada. Al quitar la envoltura el árbol queda en los casquillos inferiores; no es posible comprobar el trabajo del conjunto.

Es mejor hacer la envoltura de la bancada no portante y sujetar las tapas a los cuerpos de los cojinetes por separado (vista *f*). Al sacar la envoltura todo el mecanismo montado resulta accesible para la revisión. Además de la comodidad del desmontaje, en esta construcción se simplifica el mecanizado de precisión de los agujeros de los cojinetes.

1.3 Montaje sucesivo

En el montaje sucesivo de varias piezas con apretura conviene evitar el ajuste por un mismo diámetro (fig. 7, *a*, *b*, *f*). La necesidad de introducir las piezas por la superficie de encaje dificulta el montaje y desmontaje, además provoca el peligro de deteriorar las super-

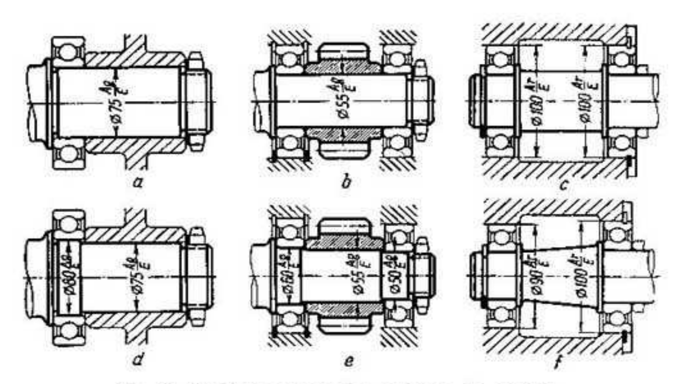


Fig. 7. Montaje por varias cinturas de encaje:
a, *c*, *e*- construcciones incorrectas; *b* *d*, *f*, construcciones correctas

ficies. En estos casos, es mejor utilizar árboles escalonados con diámetro de los escalones sucesivamente creciente, en sentido del montaje (vistas *d*, *e*, *f*).

Es particularmente dificultoso el montaje de un gran número de piezas en los árboles largos con ajuste a presión (fig.8, *a*). Esta dificultad, en el montaje, puede vencerse calentando las piezas a asen-

tar hasta la temperatura que admita introducirlas libremente en el árbol (aunque esta operación complica el montaje); esta posibilidad no existe en el desmontaje.

En la vista *b* se muestra la construcción correcta con árbol escalonado.

Si hay muchos escalones, para evitar el aumento excesivo del diámetro de los últimos escalones del árbol habrá que renunciar de los diámetros estandartizados e introducir dimensiones individuales.

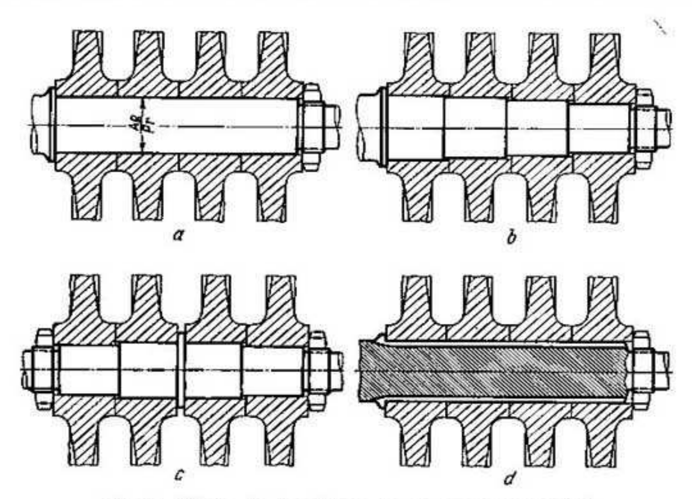


Fig. 8. Ajuste de los discos de un compresor axial

En este caso, el salto de los escalones se hace hasta las dimensiones mínimas (del orden de varias décimas de milímetro), suficientes para meter libremente las piezas.

Es mejor si el montaje se realiza por ambos lados del árbol (vista *c*). En este caso, el mecanizado del árbol y de los cubos se simplifica; el número de diámetros nominales, la nomenclatura de herramientas de corte (escariadores, brochas) y de medida especiales (calibres hembras, calibres de tapón), disminuye el doble.

Si las piezas se colocan en el árbol por el ajuste corredizo o libre, es más ventajoso fabricar el árbol liso. Esto se refiere también a la variante de ajuste sobre estrías (vista *d*): el empleo del ajuste escalonado complica mucho la fabricación del conjunto, ya que para cada cubo son necesarias brochas especiales, y en el caso de centrado por el diámetro interior de las estrías, se necesitan además tornillos fresas especiales para cada escalón del árbol.

Al montar por dos cinturas de encaje es necesario observar la sucesión correcta de introducción de las piezas en los agujeros de encaje. Si la pieza, al principio entra en la primera cintura (en el sentido del movimiento) y entre el extremo de la pieza y la segunda cintura de encaje queda una holgura *m* (fig. 9, *a*), debido al alabeo

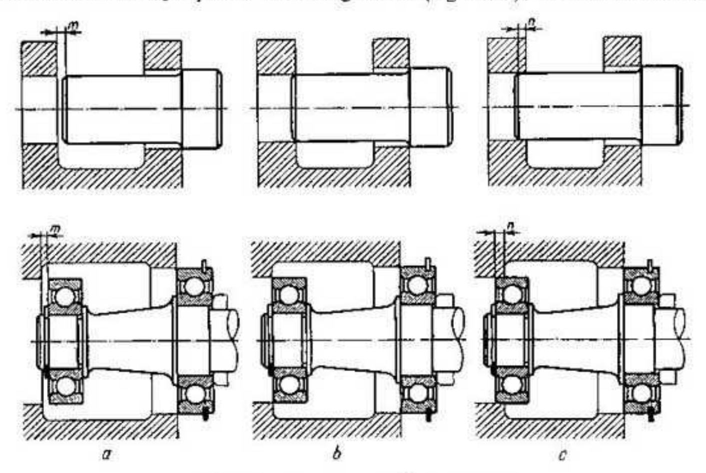


Fig. 9. Ajustes por dos cinturas

inevitable, el montaje resulta dificultoso y para ajustes a presión, con frecuencia imposible. También se debe evitar la entrada simultánea de la pieza en las cinturas de encaje (vistas *b*). En las vistas *c* se muestran las construcciones correctas. La pieza debe al principio entrar en la segunda cintura de encaje a la distancia *n* (prácticamente 2—3 mm), suficiente para su dirección, después de lo cual, entrar en la primera cintura.

1.4 Dispositivos de desmontaje

Los dispositivos de desmontaje (extracción) son indispensables en las uniones de piezas con apretura que emplean composiciones hermetizantes, en las uniones con disposición de las piezas de difícil acceso, así como en las uniones que trabajan a cargas cíclicas, cuando es posible la aparición de endurecimiento por deformación en frío y de corrosión por fricción.

El procedimiento más simple para facilitar el desmontaje reside en atribuir a las piezas elementos que admitan el empleo de desmon-

tadores: rebordes, pestañas, cinturas roscadas, agujeros fileteados, etc. En algunos casos, los desmontadores se incorporan en la construcción de la pieza.

En la figura 10 se muestra el ajuste de un casquillo con apretura en una pieza tipo armazón. La construcción *a* se desmonta con

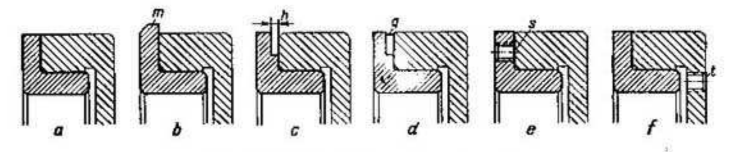


Fig. 10. Dispositivos de extracción

dificultad. El desmontaje puede simplificarse, aumentando la altura de la pestaña *m* (vista *b*), introduciendo la holgura anular *h* (vista *c*) o la cavidad *q* entre la pestaña y el cuerpo para la herramienta de desmontaje (vista *d*), taladrando agujeros roscados *s* en el casquillo (vista *e*) o *t* en el cuerpo (vista *f*) para los tornillos-extractores. Los agujeros roscados deben ser no menos de tres (bajo un ángulo de 120°) para que se garantice la extracción de la pieza sin torceduras.

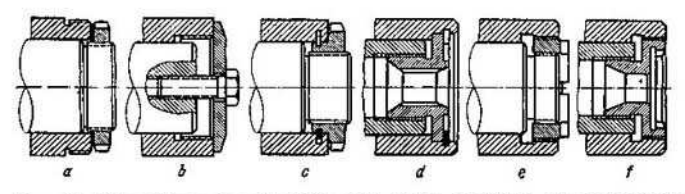


Fig. 11. Dispositivos de extracción para cubos encajados compactamente

En la figura 11 se representan dispositivos de desmontaje para extraer cubos exactamente encajados desde las superficies cilíndricas.

En las construcciones *a* y *b*, en el cubo se ha previsto una rosca para el extractor. En las construcciones *c* y *d*, de extractores sirven los retenes anulares colocados en el cubo.

En las construcciones *e*, *f* se ha aplicado el sistema de rosca diferencial. La tuerca de apriete va dotada de dos cinturas de rosca con distinto paso; al desenroscarse la tuerca saca el cubo de árbol.

En la figura 12 se exponen ejemplos de cómo se introducen los elementos de extracción en la construcción de piezas (los elementos de extracción están designados con la cifra *1*).

En la construcción del asiento de válvula metido a presión en el cono (vista *a*), sustituir el asiento es prácticamente imposible. La unión puede hacerse desmontable, si se aumenta el agujero en relación con los bordes del asiento (vista *b*) o se atribuye al asiento un

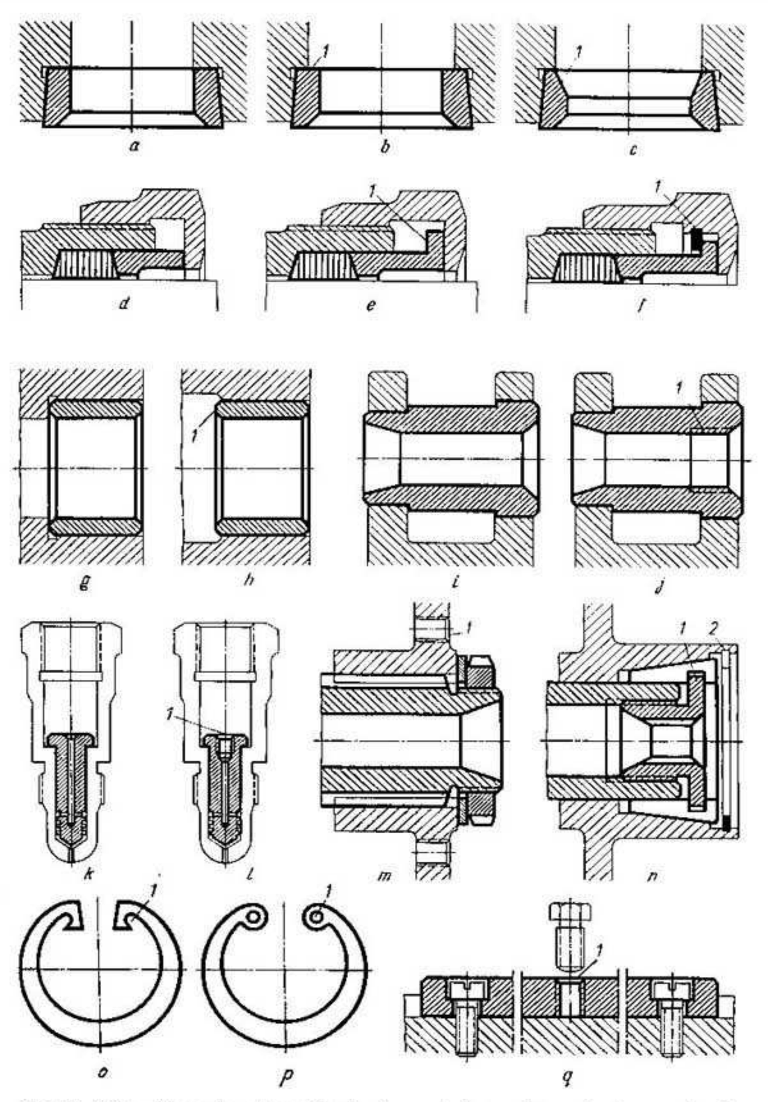


Fig. 12. Dispositivos de extracción de piezas de la construcción de maquinaria tipo

perfil cónico-inverso (vista *c*). Entonces surge la posibilidad de extraer el asiento, aplicando esfuerzo desde el lado superior del asiento.

Las cajas de prensaestopas (vista *d*) con frecuencia se pegan al fondo, debido a la penetración de la guarnición en la holgura entre la caja y el árbol. El difícil extraer la caja pegada del prensaestopas, si no se prevé en la caja un elemento extractor, por ejemplo, una pestaña (vista *e*).

El mejor procedimiento reside en colocar un anillo retén en la tuerca de unión (vista *f*). Con este tipo de construcción la caja sale del prensaestopas simultáneamente con el desenrosque de la tuerca.

En las vistas *g*, *h* se muestra el conjunto de enmangado de un casquillo en un árbol hueco. En la construcción *g* la extracción del

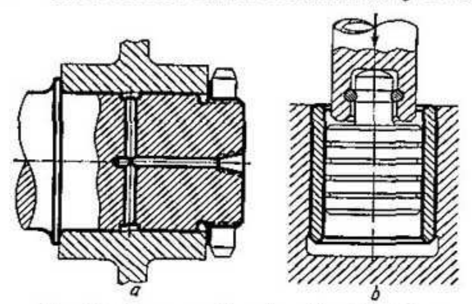


Fig. 13. Esquemas de extracción hidráulica

casquillo es posible sólo deteriorándolo, por ejemplo, si se enrosca en él un vástago roscado cónico. En la construcción *h* el casquillo se extrae con un tope en el extremo.

Otros ejemplos de construcciones incorrectas y correctas se dan en las vistas *i*, *j* (enmangado de un bulón) y *k*, *l* (colocación del generador de torbellino en un quemador).

En las vistas *m*, *n* se muestran los procedimientos para aligerar el desmontaje de los cubos. En la construcción *m*, en el cubo se han previsto agujeros para el extractor. En la construcción *n* (instalación del cubo en conos centradores) la pestaña de la tuerca de apriete se ha introducido en la ranura anular del cono separable. Al desenroscar la tuerca, ésta retira al principio el cono que, apoyándose en el anillo de retén *2*, extrae el cubo.

Para aligerar el desmontaje de los retenes anulares de muelle instalados en los agujeros, se prevén cavidades (vista *o*) o agujeros (vista *p*) para las pinzas.

En la figura 12, *q* se muestra una chaveta guía con agujero para el tornillo-extractor.

Para desmontar uniones a presión y tensadas se aplica el procedimiento de extracción hidráulica (fig. 13, *a*), suministrando aceite

a las superficies de encaje a una presión de 1500—2000 kgf/cm².

En la figura 13, *b* se muestra el procedimiento de extracción hidráulica de un casquillo de un agujero ciego. En el agujero del casquillo, llenado previamente de aceite, se introduce un émbolo buzo. Al aplicar al émbolo buzo el esfuerzo de una prensa en la capa de aceite se desarrolla presión que extrae el casquillo del alojamiento de encaje.

1.5 Desmontaje de bridas

El desmontaje de bridas de gran diámetro colocadas entre juntas o con composiciones hermetizantes, o bien que trabajan a elevadas temperaturas, con frecuencia se dificulta debido a la sinterización de las superficies de empalme. En la figura 14 se muestran los dispositivos de desmontaje más sencillos. En una de las bridas (vistas *a—c*) se hacen unos salientes o cavidades (habitualmente tres bajo un ángulo de 120°) que admitan la aplicación de esfuerzos axiales para separar las bridas. En las vistas *d—f* se muestran construcciones con salientes o cavidades en ambas bridas que se pueden separar con un destronillador introducido en las cavidades.

En la figura 15 se muestran dispositivos de desmontaje más perfectos. En una de las bridas se hacen tres agujeros fileteados dispuestos bajo un ángulo de 120°. Las bridas se desunen, enroscando en los agujeros tornillos de presión (vista *a*). Para evitar que se aplasten las superficies de empalme (particularmente en las piezas fabricadas de aleaciones ligeras) se colocan talones templados debajo de los tornillos de presión (vista *b*); los agujeros para los tornillos se refuerzan con una capa interior refractaria.

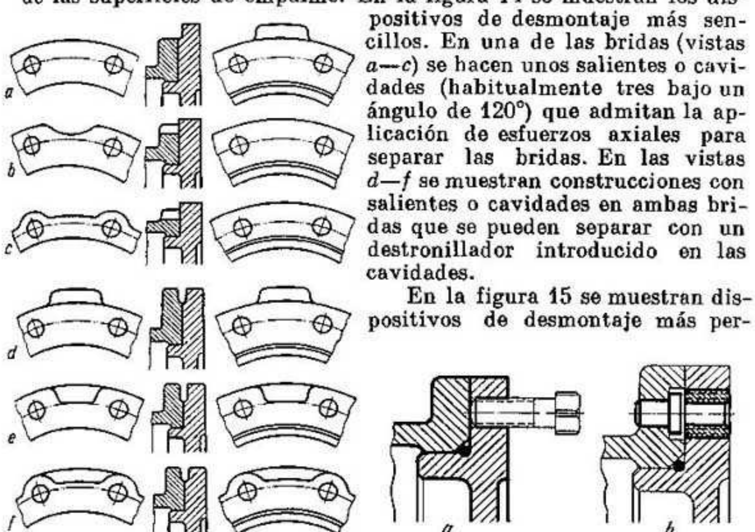
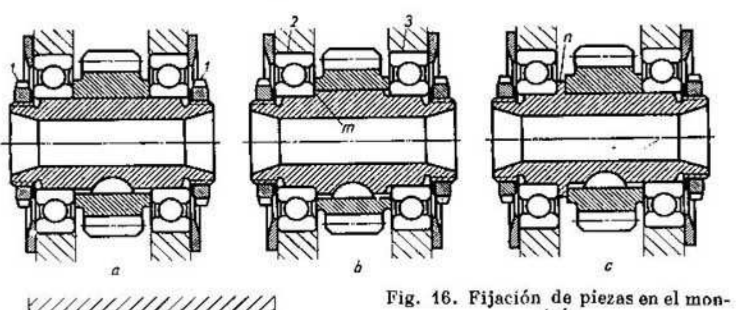


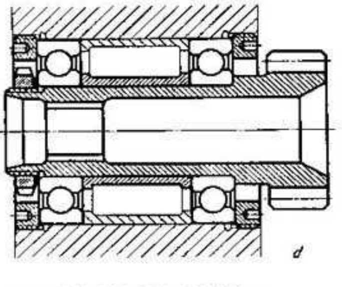
Fig. 14. Dispositivos de extracción para las bridas

Fig. 15. Separación de bridas valiéndose de tornillos-extractores

1.6 Bases de montaje

La posición de las piezas en el montaje debe ser determinada unívocamente por las bases de montaje. No deben admitirse las indeterminaciones constructivas, con las cuales el montador debe realizar





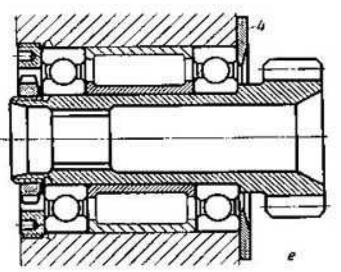


Fig. 16. Fijación de piezas en el montaje

el montaje a su modo. No son deseables las construcciones que exigen la regulación, ajuste y colocación de acuerdo con el sitio, etc. En la producción, los errores del montaje pueden descubrirse por control. En el servicio, sobre todo, si la máquina la monta personal inexperto no habrá garantía de su montaje correcto.

Cualquier indeterminación en el montaje exige de los montadores y controladores, tiempo y trabajo complementario y reduce la productividad de las operaciones de montaje. En este caso, la calidad del montaje depende en mucho de la calificación del personal.

En la figura 16, *a*, se expone el ejemplo de una construcción incorrecta. El piñón se aprieta en el árbol por ambos lados con dos tuercas anulares *1*. En esta construcción se carece de la base que determine la posición axial del piñón y del árbol. En el montaje y en las revisiones del conjunto se tiene que gastar tiempo complemen-

tario para regular la posición del piñón En manos inexpertas o negligentes el conjunto puede montarse incorrectamente.

En la construcción *b*, se ha intentado fijar la posición del piñón no con mucho éxito. El cojinete fijador *2* se aprieta en el saliente *m* del árbol; el piñón se aprieta con apoyo en el anillo interior del cojinete. Si al principio se tensa el cojinete fijador y luego el piñón, la posición de este último resulta plenamente determinada, pero no está por descartado que al principio se apriete el piñón a través del cojinete *3*, y, a continuación, el cojinete *2*. En este caso, el piñón puede desplazarse de la posición nominal.

En la construcción correcta *c* se ha creado una base rígida: el ribete *n*, sobre el cual se aprieta el cojinete y el piñón independientemente el uno del otro. La posición del piñón y del árbol está absolutamente fijada y puede oscilar sólo en los límites de las tolerancias para el tratamiento mecánico.

En la figura 16, *d*, el piñón de consola se ha colocado en cojinetes de apoyo radial apretados en el cuerpo por ambos lados con tuercas anulares. Aquí, se carece de base; la posición del piñón en el conjunto puede variar en los límites de la carrera de la tuerca.

En la construcción correcta *e* la posición de los piñones se ha fijado por la base (arandela roscada *4*).

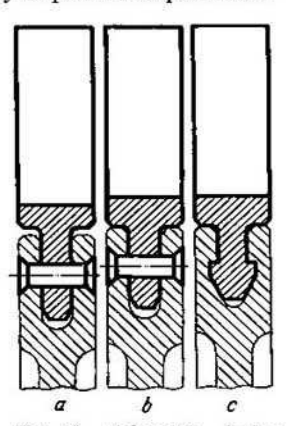


Fig. 17. Colocación de los álabes de un compresor axial

En el conjunto de sujeción de la paleta en el rotor de un compresor axial (fig. 17, *a*) la posición radial de las paletas en el rotor no se ha determinado con nada; para montar correctamente este conjunto es necesario un aditamento especial que asegure la colocación de las paletas a igual distancia del centro del rotor. En la construcción *b* la posición de las paletas se ha fijado por la base, aunque por un lado; la concentricidad de las paletas se mantiene durante el montaje por el tope de sus zócalos en la superficie cilíndrica exterior del rotor. Las construcciones más racionales son aquellas en las que las paletas se fijan rígidamente en sentido radial en ambos lados (fig. 17, *c*).

1.7 Exclusión de la posibilidad de un montaje incorrecto

En muchos casos los errores diminutos a la vista y difíciles de descubrir de la colocación de las piezas, pueden producir la alteración del funcionamiento del conjunto e incluso averías. En estos

casos no se puede recurrir a semimedidas, por ejemplo, a la indicación de la posición correcta de las piezas en el montaje, valiéndose de rayas, trazos, marcaciones, etc. La única solución correcta consiste en que con ayuda de medidas constructivas se asegure el montaje de las piezas sólo en la posición debida.

En el conjunto de sujeción de la tapa de un cojinete (fig. 18), la tapa se ha fijado respecto del cuerpo con dos pasadores de control *1* (vista *a*). El error reside en la simetría de la disposición de los pasadores: no está por descartado que la tapa se ponga girada 180° en comparación con la posición inicial, como resultado de lo cual se alterará la cilindricidad del lecho y la coincidencia de los extremos, logradas durante el tratamiento mecánico precedente en conjunto. La disposición asimétrica de los pasadores (vistas *b*, *c*) excluye la posibilidad de un montaje incorrecto.

En el cojinete de contacto plano (vista *d*) los casquillos se han colocado en un cuerpo separable: el superior en el manguito suministrador de aceite *2*, el inferior en el pasador de control *3* del mismo diámetro que el manguito. En el montaje se puede cometer un error, colocando el casquillo inferior arriba y el superior abajo. La posibilidad de este error puede evitarse, si el manguito y el pasador de control *3* se hacen de distinto diámetro (vista *e*).

En el conjunto de ajuste del manguito de cojinete (vistas *f*—*i*) el manguito debe ser colocado de modo que el agujero suministrador de aceite, en el cuerpo, coincida con el agujero en el manguito. En la construcción *f* el manguito se puede girar erróneamente a 180°, como consecuencia de lo cual el agujero suministrador de aceite quedará obstruido. En la construcción *g*, la posibilidad del montaje erróneo puede excluirse introduciendo el pasador de control *4*. Para disminuir las exigencias a la exactitud de la disposición del agujero en la entrada del agujero se ha previsto un rebajo plano.

Otra solución consiste en abrir en el manguito dos agujeros diametralmente opuestos con rebajos planos (vista *h*).

En la construcción *i* en el manguito se ha hecho una ranura anular que garantiza el suministro de aceite cualquiera que sea la posición del manguito.

En las vistas *j*—*l* se muestra la tapa *5* que comunica por la ranura extrema dos agujeros para el aceite en el cuerpo. La construcción *j* no es correcta: la tapa puede colocarse por equivocación en los tornillos de sujeción, de modo que los agujeros en el cuerpo quedarán cerrados. Abriendo la ranura, no en la tapa, sino en el cuerpo (vista *k*) o sustituyendo la ranura en la tapa por un rebajo cilíndrico (vista *l*) puede asegurarse el trabajo correcto del conjunto.

En la figura 19, *a*—*c* se representa la colocación de una brida con espaldón de sujeción interior *m*. En el caso de disposición simétrica de los tornillos de sujeción (vista *a*), puede desplazarse el espaldón de la posición angular debida. Para evitar esto es necesario colocar la brida con un pasador de control (vista *b*) o disponer los tornillos de sujeción asimétricamente. Basta el desplazamiento de uno de los

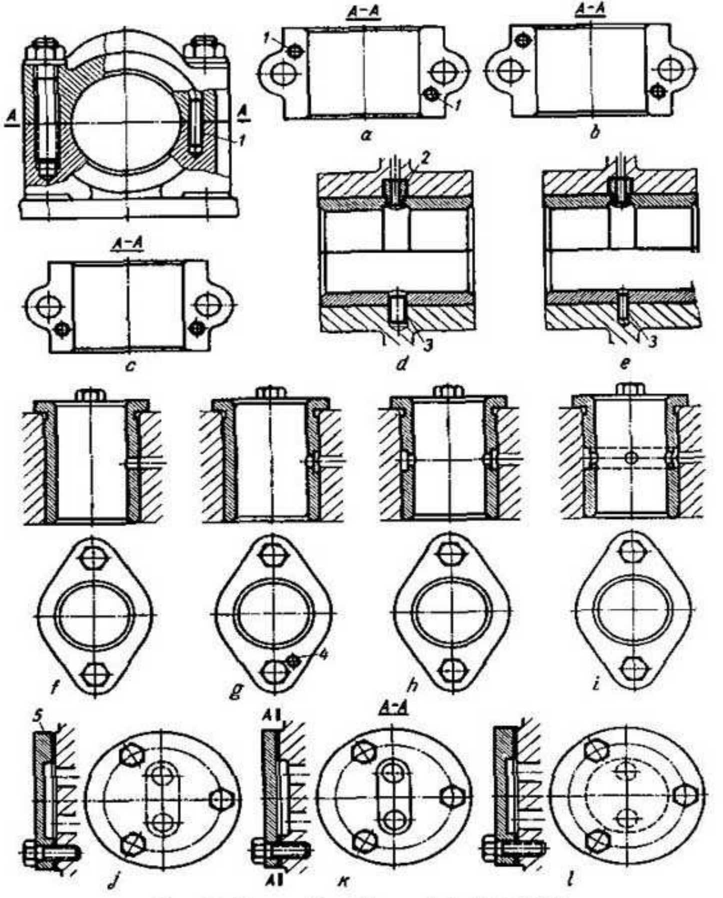


Fig. 18. Prevención del montaje incorrecto

tornillos al ángulo $\alpha = 5 \div 10°$ (vista *c*) para que se garantice el montaje correcto.

En las vistas *d—i* se muestran las variantes de enrosque de espárragos en el cuerpo. En la construcción *d* los extremos de los espárragos tienen una misma rosca, pero distinta longitud de la parte fileteada: es posible la colocación errónea del espárrago en el cuerpo.

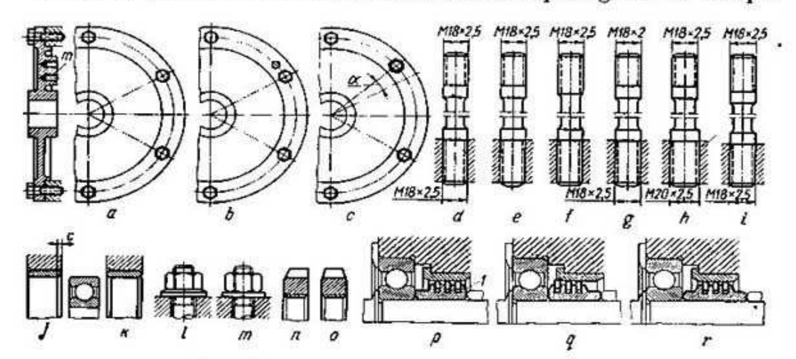


Fig. 19. Prevención del montaje incorrecto

Ayuda poco la introducción de síntomas distintivos, es decir, la atribución de distinta configuración a los extremos del espárrago, por ejemplo, aguzar uno de los extremos en forma de esfera (vista *e*) o no hacer la cintura lisa en el otro extremo (vista *f*).

Se puede evitar la posibilidad del montaje incorrecto, si la rosca en los extremos del espárrago se ejecuta con distinto paso (vista *g*) o, mejor, con distinto diámetro (vista *h*).

Además, puede atribuirse a los extremos del espárrago una configuración absolutamente idéntica e iguales dimensiones axiales (vista *i*), lo que hace que la posición del espárrago en el montaje sea indiferente.

El principio de *montaje indiferente* exclyue la posibilidad de errores y aumenta la productividad de las operaciones de montaje, liberando al montador de gastar tiempo en elegir la posición correcta de la pieza.

En la figura 19, *j* se representa el enmangado en el cuerpo de un casquillo que tiene en un lado un chaflán entrante de pendiente suave *c* para colocar los cojinetes de contacto rodante. En el montaje erróneo el chaflán resulta en el lado opuesto. como consecuencia de lo cual la instalación del cojinete será dificultosa. En la construcción *k*, donde los chaflanes se han quitado de ambos lados, la posición del manguito en el montaje resulta indiferente.

Las tuercas de sujeción con claflán unilateral no son ventajosas (vistas *l*, *n*), ya que el montador debe observar que las tuercas se

coloquen correctamente; en condiciones del montaje mecanizado es necesario el avance orientado de las tuercas hacia la herramienta para enroscar. Como regla general, conviene emplear tuercas con chaflán bilateral (vistas *m*, *o*) que pueden colocarse por cualquier lado. Igualmente se debe evitar el empleo de arandelas adicionadas de forma asimétrica (vistas *l*, *o*).

En el conjunto del sello de aceite con anillos de muelle seccionados (vista *p*) el cuerpo *1* del sello (empaquetadura) debido a la asimetría de su forma debe ser colocado sólo en una posición. Si se coloca mal (vista *q*) la construcción resulta sin capacidad de trabajar. En la construcción *m* el cuerpo se ha hecho simétrico; el trabajo correcto del conjunto se asegura en cualquier disposición del cuerpo.

1.8 Acceso para la herramienta de montaje

Para simplificar el montaje y desmontaje hay que garantizar un cómodo acceso de la herramienta de montaje a las piezas de sujeción. En la figura 20, *a* se expone el ejemplo de una construcción no satisfactoria (conjunto de instalación de la polea de transmisión por

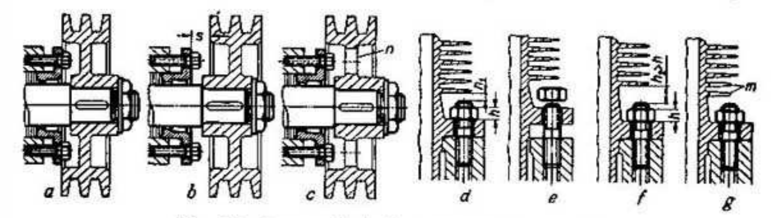


Fig. 20. Acceso de la herramienta de montaje

a, *d*, *e*, construcciones incorrectas; *b*, *c*, *f*, *g*, construcciones correctas

correa cuneiforme con prensaestopas). Para llevar la llave a los tornillos del manguito de fondo hay que sacar previamente la polea del árbol. En la construcción *b* se ha corregido este error, alejando la polea a la distancia *s*, suficiente para introducir la llave cerrada a la cabeza de los tornillos.

En la construcción *c*, en el disco de la polea se ha abierto el agujero *n* que admite el apriete de los tornillos del manguito de fondo con una llave tubular (de muletilla).

En las vistas *d*—*g* se muestra la sujeción del cilindro de un motor de enfriamiento por aire. La construcción *d* no es correcta: la holgura h_1 entre el nervio inferior y los extremos de los espárragos de sujeción, que queda después de colocar el cilindro en los espárragos, es menor que la altura *h* de las tuercas de sujeción. Este conjunto puede montarse por un solo procedimiento extremadamente improductivo:

levantar un poco el cilindro en los espárragos (vista *e*), colocar en su lugar las tuercas y, a continuación, enroscar sucesivamente todas las tuercas. Para el montaje productivo hay que prever entre el nervio inferior y el extremo del espárrago la holgura h_2, que sobrepase la altura de la tuerca h (vista *f*), o hacer en los nervios inferiores los rebajos m para la tuerca (vista *g*).

Como regla general, se recomienda asegurar la posibilidad del enrosque de las tuercas y los tornillos con *llaves tubulares* que son más cómodas en el trabajo, elevan la productividad del montaje, deterioran menos las facetas de las tuercas y permiten aumentar la

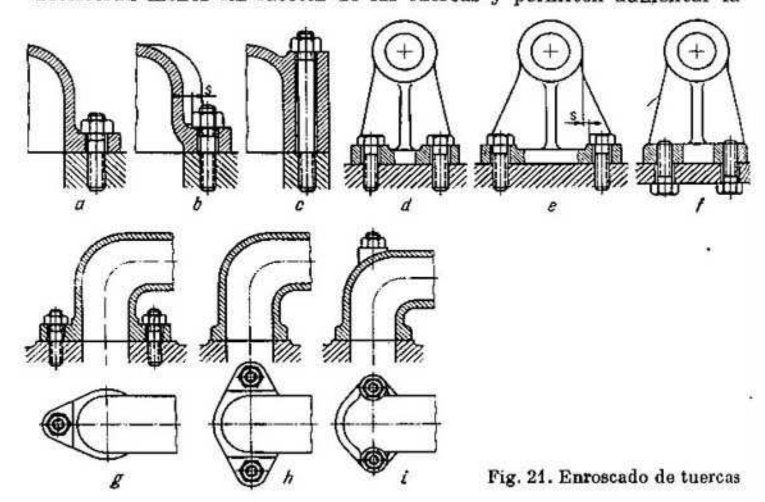


Fig. 21. Enroscado de tuercas

fuerza de apriete. El enroscado de las tuercas por el extremo es obligatorio en el montaje mecanizado empleando entuercadoras eléctricas o neumáticas.

En la figura 21 se exponen ejemplos del cambio de las construcciones de los conjuntos de sujeción con el fin de pasar al montaje mecanizado.

En la construcción *a* las tuercas pueden enroscarse sólo con llave cerrada. En la construcción *b* se ha previsto la holgura *s* que admite el enrosque con llave tubular. El montaje más cómodo es el de la construcción *c*, donde las tuercas se han previsto en la superficie abierta de la pieza.

En el conjunto de sujeción del soporte (vista *d*) el enrosque desde el extremo puede asegurarse disponiendo los tornillos a la distancia *s* (vista *e*) del resalte del soporte o con los tornillos de sujeción por el lado opuesto a la disposición del soporte (vista *f*).

En el conjunto de sujeción de la tubuladura angular (vista *g*) es difícil el acceso a la tuerca interior; aquí no es posible el empleo de la llave tubular para enroscar la tuerca. En la construcción *h* se ha corregido el error, girando la brida 90° respecto al eje de la tubuladura. Es aún mejor la construcción *i*, donde las tuercas se han previsto por encima de la superficie de la tubuladura.

En el caso de disposición de las tuercas en sitios estrechos es necesario designar holguras mínimas para la llave en correspondencia a las dimensiones de las entuercadoras y a las cabezas-llave intercambiables.

Las cabezas de los tornillos deben fijarse contra su giro durante el apriete, por ejemplo, apoyando el hexaedro en un redán (fig. 22, *a*, *b*),

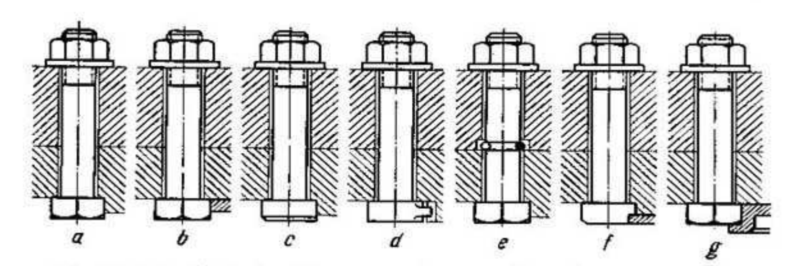


Fig. 22. Fijación de tornillos contra el giro y el desplazamiento axial

con rebajos planos (vista *c*), con aletas (vista *d*), etc., para evitar la necesidad de sujetar la cabeza con la llave al enroscar la tuerca.

No es menos importante prevenir el desplazamiento axial de los tornillos durante el aprieto y excluir la posibilidad de que caigan los tornillos, particularmente si éstos se montan en posición vertical. La fijación de los tornillos con retén anular (vista *e*) no es razonable, ya que la ranura para el retén debilita el tornillo. Las construcciones *f*, *g*, son mejores.

Para aligerar la colocación de las tuercas durante el enrosque mecanizado, en los extremos de las piezas de sujeción se deben prever chaflanes de entrada con pendiente suave.

1.9 Trabajos de cabullería

Hay que asegurar la posibilidad de los trabajos de cabullería de los grupos y piezas pesados para el transporte interior de la fábrica, asimismo de la máquina en conjunto para su transportación y colocación en el sitio.

Si la configuración de la máquina lo permite, los cables y agarres se atan en las patas, salientes (fig. 23, *a*), rebordes (vista *b*), agujeros (vista *c*) o barras colocadas en los agujeros (vista *d*).

Si en la máquina no hay tales elementos, es necesario colocar cáncamos.

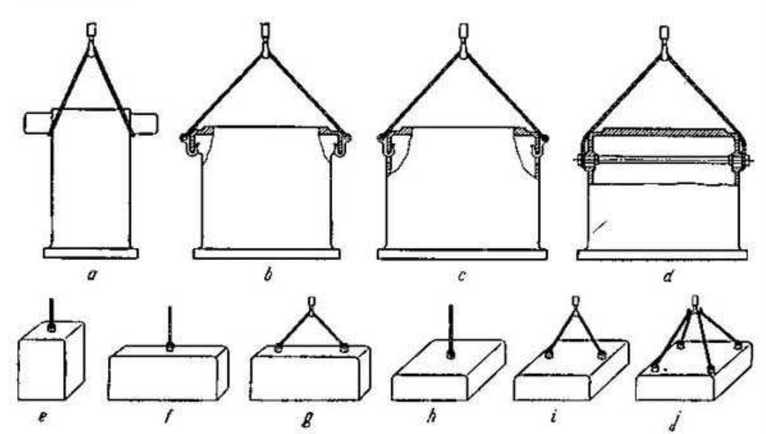


Fig. 23. Suspensión de piezas en trabajos de cabullería

Suspender la máquina o una pieza de grandes dimensiones en un punto, puede hacerse sólo en el caso que el centro de gravedad se encuentre muy bajo y la línea del centro de gravedad pase por el

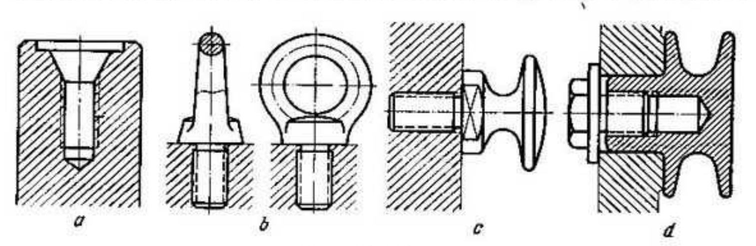


Fig. 24. Cáncamos

punto de sujeción, es decir, en el caso de piezas altas con sección pequeña (vista *e*).

La suspensión en un punto de piezas de considerable anchura (vista *f*) puede provocar el torcimiento y el volqueo de la pieza. Las piezas de esta forma se deben sujetar, por lo menos, en dos puntos

(vista *g*). Para las piezas bajas de gran anchura y longitud no se debe admitir la sujeción en uno y en dos puntos (vistas *h*, *i*). En el caso general, estas piezas deben suspenderse en tres puntos, mejor aún en cuatro (vista *j*).

Las piezas cilíndricas del tipo de árboles se suspenden en cáncamos enroscados en agujeros fileteados (fig. 24, *a*), habitualmente unificados con los alojamientos de centrado (GOST 14034—68).

Lo que más frecuentemente se emplea son los cáncamos anulares (vista *b*). Las dimensiones de éstos se eligen de las normales, sobre la base de la magnitud de las cargas que actúan en el cáncamo.

Para la colocación lateral se emplean cáncamos de consola cilíndricas con gargantas para los cables y los agarres (vista *c*). En la figura 24, *d*, se muestra la construcción de un cáncamo de consola para grandes cargas.

Al proyectar cáncamos no estandartizados hay que tener mucha precaución, ya que si la construcción resulta incorrecta puede ser la causa de la caída de la máquina del aparejo, del deterioro de la máquina y de víctimas humanas. Los cáncamos se deben calcular con gran margen de seguridad. Hay que evitar el empleo de cáncamos de fundición. Las partes de contacto de los cáncamos con los cables deben ser suavemente redondeadas.

1.10 Transmisiones por engranajes cilíndricos

Al fabricar las ruedas dentadas éstas se controlan por elementos que determinan la corrección del engrane (espesor del diente, paso, batimiento radial de la corona dentada, corrección de la evolvente, etc.), o complejamente, comprobando las ruedas en el engrane de uno o dos perfiles con el piñón patrón. En el último caso se determina la exactitud cinemática de la transmisión, la suavidad de marcha, la holgura lateral en el engrane y el contacto de los dientes. La rueda a comprobar se pone en rotación por un piñón patrón, al principio en un sentido, luego en sentido opuesto frenando ligeramente la rueda. El aparato automático registrador registra en el perfilograma las desviaciones de la marcha de la rueda en comparación con la rueda de control precisa que, a su vez, está engranada con el piñón patrón.

La magnitud ΔF_{Σ} de oscilación máxima de la velocidad angular de la rueda en una revolución (fig. 25) es el índice de *exactitud cinemática*. Esta magnitud refleja principalmente el batimiento del cilindro primitivo respecto de las superficies base de la rueda (muñones, agujeros de encaje).

El índice de *suavidad de marcha* es el valor medio aritmético de los errores cíclicos en una revolución de la rueda

$$\Delta F = \frac{a_1 + a_2 + \ldots + a_n}{n},$$

que refleja sumariamente los errores del espesor de los dientes del paso y de la evolvente.

El cambio de la holgura (juego) lateral por el ángulo de giro se representa por la distancia c entre los puntos extremos de los perfilogramas de rotación a la derecha y a la izquierda que se encuentran el uno del otro a la distancia c_0, igual a la magnitud de la holgura media.

El contacto entre los dientes se comprueba aplicando una capa fina de pintura (por ejemplo, de azul de Prusia) en los dientes del piñón patrón y midiendo las huellas (manchas de contacto) en los dientes de la rueda que se comprueba. Una diversidad de este procedimiento es la aplicación en los dientes de la rueda a

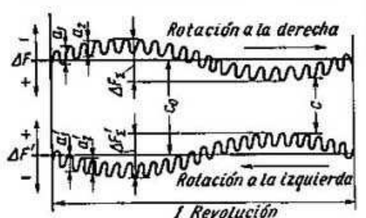


Fig. 25. Perfilograma del engranaje

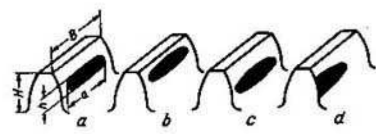


Fig. 26. Para la determinación del contacto de los dientes

comprobar de una capa de hollín y medición de las manchas blancas que se obtienen en los dientes después de la rotación.

El contacto se caracteriza por las dimensiones relativas de las manchas (fig. 26, a):

por la longitud del diente

$$\frac{a}{B}\,100\%,$$

por la altura del diente

$$\frac{h}{H}\,100\%,$$

donde a es la longitud media de las manchas (descontando las disrupciones); B es la anchura del diente; h es la altura media de las manchas; H es la altura del diente.

El desplazamiento de las manchas hacia la cabeza del diente (vista b) testimonia la disminución del diámetro del cilindro primitivo, el desplazamiento hacia el pie (vista c), el aumento del diámetro. La concentración del contacto en los bordes (vista d) indica sobre la forma de cuña o el torcimiento de los dientes.

El Standard de Estado de la URSS 1643—56 prevé 12 clases de exactitud de fabricación de ruedas (la 1ª clase es la exactitud menor, la 12ª es la mayor). Para cada clase se han establecido normas de exactitud cinemática, de suavidad de marcha, de calidad del contacto y de oscilaciones de la holgura (juego). La elección de la clase depende de la designación y de las condiciones de trabajo de la rueda. Para las transmisiones de altas revoluciones, la exactitud cinemática y la suavidad de marcha son los factores de mayor importancia, para las ruedas fuertemente cargadas, tienen más importancia las dimensiones y la disposición de las manchas del contacto. Las ruedas de las transmisiones de designación general se suelen fabricar por la 7 o 8 clase de precisión.

La comprobación individual de cualquier tipo (por elementos o compleja) no determina totalmente la capacidad de trabajo de las ruedas en el conjunto. En el trabajo de la transmisión, además de las inexactitudes que se registran por los aparatos, influyen los errores de las distancias entre centros en el cuerpo, las inexactitudes del cumplimiento de los apoyos del cuerpo (no coaxialidad y torcimientos) y los errores de la rueda pareja. Además, al trabajar bajo carga varían sustancialmente las características de marcha y de contacto como resultado de la deformación elástica de los dientes y de las llantas de las ruedas. El calentamiento en el trabajo varía visiblemente la magnitud de la holgura lateral en el engranaje.

Como regla general, los piñones se calientan en el trabajo más que el cuerpo. Si el cuerpo se ha hecho de fundición (el coeficiente de dilatación lineal del cual, es el mismo aproximadamente que el del acero), entonces durante el calentamiento la holgura disminuye. Si el cuerpo se ha hecho de aleaciones ligeras, cuyo coeficiente de dilatación lineal es considerablemente mayor que el del acero, el juego lateral en el engranaje puede aumentar.

Ejemplo.

Calcular el juego lateral para un cuerpo de fundición ($\alpha = 11 \cdot 10^{-6}$) y para un cuerpo de aleación a base de aluminio ($\alpha = 25 \cdot 10^{-6}$). Se conoce: la temperatura de trabajo de las ruedas es 100° C, la del cuerpo 50° C. La distancia entre centros 200 mm.

Durante el calentamiento, la holgura lateral en el engranaje varía en la magnitud

$$\Delta c = \Delta A \ \mathrm{tg}\, \alpha, \qquad (1)$$

donde ΔA es la diferencia entre el aumento de la distancia entre centros y de los radios de las ruedas;

α es el ángulo de engrane (para el engrane estandartizado $\alpha = 20°$; $\mathrm{tg}\, \alpha = 0{,}365$).

Para el cuerpo de fundición

$$\Delta A = 200 \cdot 11 \cdot 10^{-6} (50 - 100) = -0{,}11 \text{ mm},$$

$$\Delta c = -0{,}365 \cdot 0{,}11 = -0{,}04 \text{ mm},$$

es decir, la holgura disminuye esencialmente.

Para un cuerpo de aluminio

$$\Delta A = 200 (25 \cdot 10^{-6} \cdot 50 - 11 \cdot 10^{-6} \cdot 100) = 0{,}03 \text{ mm},$$

$$\Delta c = 0{,}365 \cdot 0{,}03 = 0{,}011 \text{ mm},$$

es decir, la holgura aumenta insignificantemente.

Las posibles oscilaciones de la holgura como resultado de la inexactitud de fabricación de la distancia entre centros se determina de la correlación

$$\Delta' c = \Delta' A \ \mathrm{tg}\, \alpha,$$

donde $\Delta' A$ es la tolerancia para la distancia entre centros.

Para la exactitud habitual ($\Delta' A = \pm 0{,}05$ mm)

$$\Delta' c = 0{,}05 \cdot 0{,}365 = 0{,}018 \text{ mm}.$$

De este modo, en el caso desfavorable (cuerpo de fundición, la distancia entre centros ejecutada por la tolerancia menos) la holgura en el engranaje puede resultar menor que la nominal en $0,04 + 0,018 \approx 0,06$ mm.

La mayoría de los factores que ejercen influencia en el trabajo de las ruedas, a excepción de los térmicos, se tienen en cuenta por la determinación de control de la holgura en el contacto entre los dientes al colocar el par de ruedas en el cuerpo.

La holgura, con frecuencia se comprueba con calibre de lámina, introduciéndolo en el intervalo entre los dientes, para varias posiciones de los piñones (en los límites de una revolución de la rueda grande). Con este procedimiento es necesario un acceso libre al sector de engrane. Si el acceso es dificultoso, la holgura se determina balanceando una de las ruedas, estando sujeta inmóvilmente la otra y se mide con un indicador, cuyo pie se coloca en uno de los dientes accesibles en sentido tangente al círculo del cilindro primitivo. Las mediciones se realizan para varias posiciones angulares de la rueda.

En las construcciones difícilmente accesibles la holgura se mide con un indicador por la manecilla sujeta en el extremo libre del árbol de la rueda. La holgura en el engranaje se halla multiplicando las magnitudes medidas por la relación del radio del cilindro primitivo al brazo de medida.

Para la comprobación basta, entre los dientes se hace pasar una lámina de plomo, cuyo espesor se mide luego en los sectores correspondientes a las zonas de engrane.

La holgura mínima determinada por uno de los procedimientos descritos debe sobrepasar por término medio no menos que 0,05 mm, la magnitud posible de disminución de la holgura, durante el calentamiento.

El Standard de Estado de la URSS 1643—56 establece para cada clase de exactitud sus normas de holguras. Para las transmisiones de exactitud media de designación general, la holgura puede determinarse por la expresión

$$c = (0,04 - 0,06)\ m,$$

donde m es el módulo del diente.

El contacto de los dientes se comprueba al minio. La comprobación es de pleno valor sólo en el caso que se realice bajo carga igual a la carga de trabajo.

Son muy limitadas las posibilidades de regular los parámetros de engrane para los piñones cilíndricos. Si la comprobación revela insuficiencia de holgura o de contacto, el único procedimiento para obtener los requeridos parámetros es prácticamente la selección individual de los piñones, lo que complica el montaje. Por eso, al diseñar ruedas dentadas es importante elegir la clase de exactitud de fabricación de ruedas, las tolerancias para las dimensiones y la forma de los apoyos de tal modo que sin complicación excesiva de la producción se asegure la intercambiabilidad de las ruedas.

Con el fin de aumentar la longevidad y mejorar el movimiento de aproximación a los dientes de las ruedas pares con frecuencia se les atribuye distinta dureza: los dientes de los piñones se templan, cementan (*HRC* 58—62) o se nitruran (*HV* 1000—1200), en tanto que las ruedas se someten a mejoramiento (*HRC* 30—35) o a temple con revenido medio (*HRC* 40—45). En estas transmisiones los piñones deben hacerse de más anchura que las ruedas (fig. 27, *c*), con tal cálculo que los dientes del piñon recubran los dientes de las ruedas en todas las posibles oscilaciones de la posición axial. Si la anchura de los piñones y de las ruedas es igual (vista *a*), al desplazarse las ruedas (como resultado de las inexactitudes de producción y de montaje) tiene lugar un desgaste escalonado de los dientes más blandos (vista *b*) y, por consecuencia, se altera el engrane correcto en los ulteriores cambios de la posición axial de las ruedas.

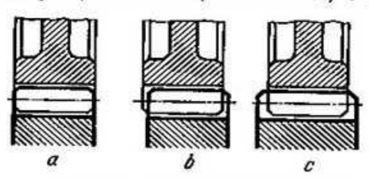


Fig. 27. Colocación de piñones

1.11 Transmisión por engranajes cónicos

Al diseñar conjuntos con piñones cónicos con frecuencia se comete el error consistente en que los piñones se fijan sólo en una dirección: en la dirección de acción de las fuerzas axiales (fig. 28, *a*), presumiendo que la fijación de los piñones en sentido inverso se realiza con el tope en los dientes del piñón conjugado. Para el trabajo fiable y silencioso de la transmisión, particularmente en condiciones de carga dinámica, los piñones deben estar fijados en ambas direcciones (vista *b*).

Se debe garantizar la posibilidad de regular la posición axial de *ambos* piñones, de lo contrario no se alcanzará la coincidencia de los vértices de los conos primitivos, la obtención de la holgura requerida en el engrane y el contacto satisfactorio de las superficies de trabajo de los dientes. La construcción *c* es errónea, la *d* es correcta.

La corrección del engrane se comprueba con frecuencia, al minio, haciendo girar la transmisión con carga, lo más próxima posible a la de trabajo. El engrane se considera satisfactorio, si las manchas de contacto en todos los dientes tienen una longitud de 0,6—0,8 de la longitud del diente y están situadas por el medio del diente (fig. 29, *a*) o más próximas al extremo engrosado del diente (vista *b*). No es admisible la concentración de las manchas en los extremos de los dientes (vistas *c*, *d*), particularmente en el extremo de la parte engrosada del diente (vista *d*). Para evitar el desmonte después de cada comprobación, la construcción de la transmisión debe permitir la revisión libre de los dientes de los piñones.

Es menos exacto el procedimiento de regulación desplazando los piñones hasta que coincidan las superficies extremas de los dientes (por el diámetro grande de los piñones). Con este procedimiento es necesario prever la posibilidad de revisar las superficies extremas de los dientes, en el sector de engrane.

Teniendo en cuenta la menor exactitud de fabricación de los piñones cónicos, la holgura en el engranaje se hace más libre $(0{,}06 \div 0{,}1)\ m$, (donde m es el módulo). La holgura en el engranaje de los piñones pares se comprueba con calibre de lámina, introdu-

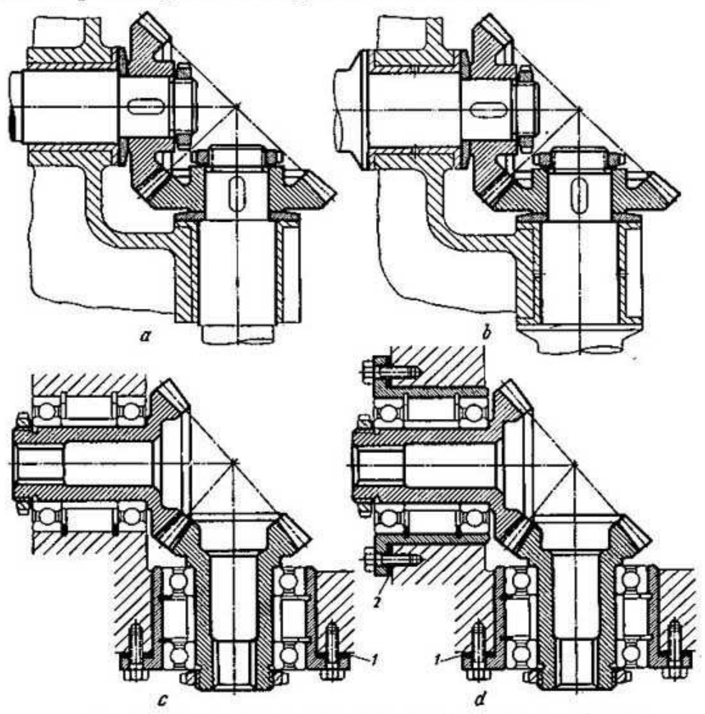


Fig. 28. Regulación de la posición axial de piñones cónicos: 1, 2, arandelas reguladoras

ciéndolo en el espacio entre los dientes, por el extremo (por el diámetro mayor del piñón) o con un indicador puesto a uno de los dientes o a la manecilla sujeta en el árbol del piñón.

Existen dos procedimientos distintos para regular la posición axial de los piñones.

Con el primer procedimiento se varía la posición del *pinón en el árbol*. El árbol fijado por las superficies de apoyo queda en el lugar. Este procedimiento puede aplicarse sólo en el caso que el piñón sea encajado.

Con el otro procedimiento se desplaza el *piñón junto con el árbol.* Este procedimiento es aplicable, si el cambio de la posición axial del árbol en límites de la gama de regulación (habitualmente 0,5—1 mm) no ejerce influencia en el trabajo de las piezas conjugadas con el árbol.

En caso contrario es necesario dividir el árbol en una parte transponible y otra parte inmóvil en sentido axial, acoplando ambas partes por un compensador (por ejemplo, estriado).

Este procedimiento es el único posible para los piñones ejecutados en una sola pieza con el árbol. Frecuentemente se emplea también para los piñones encajados.

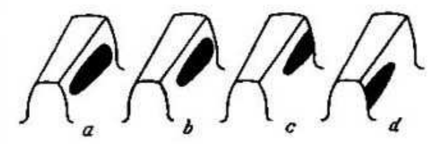


Fig. 29. Disposición de las manchas de contacto

En la figura 30 se representan procedimientos para regular la posición axial de los piñones colocados sobre cojinetes de contacto rodante.

La posición axial del piñón *en el árbol* se regula con frecuencia valiéndose de arandelas calibradas intercambiables *1* (fig. 30, *a*). Para la regulación hay que quitar el piñón del árbol, lo que, como regla general, exige el desarme del conjunto. Para facilitar la regulación las arandelas calibradas se hacen en forma de semiaros *2* (vista *b*), introducidas en la entalla del cuerpo del piñón. En este caso, basta desplazar el piñón del árbol a la distancia igual a la profundidad de la entalla, después de lo cual es posible sacar los semiaros y cambiarlos por otros.

El desplazamiento del piñón junto con el árbol puede realizarse cambiando las arandelas-tope *3* (vista *c*, el piñón se ha ejecutado junto con el árbol; vista *d*, el piñón es acoplado).

En las vistas *e—j* se muestran los esquemas de regulación mediante el desplazamiento del cuerpo de los cojinetes.

En la construcción *e* la regulación se realiza valiéndose de un *juego de juntas de hoja metálica 4* que se colocan bajo la brida del cuerpo. La inconveniencia de este procedimiento reside en la necesidad de desmontar el conjunto.

En la construcción *f* la regulación se realiza cambiando los semiaros calibrados *5* colocados en la entalla de la brida del cuerpo. Para cambiar los semiaros basta desplazar el cuerpo hacia adelante a la distancia igual a la profundidad de la entalla.

En la construcción *g* la regulación se realiza sin desmontar la unión, valiéndose de los tornillos de presión *6* (habitualmente hay tres tornillos). Para desplazar el piñón en dirección hacia el centro de la transmisión es necesario desenroscar los tornillos a la requerida magnitud, después de lo cual apretar hasta el tope los tornillos de sujeción. Para desplazar el tornillo en sentido desde el centro de la transmisión es necesario aflojar los tornillos de sujeción y apretar

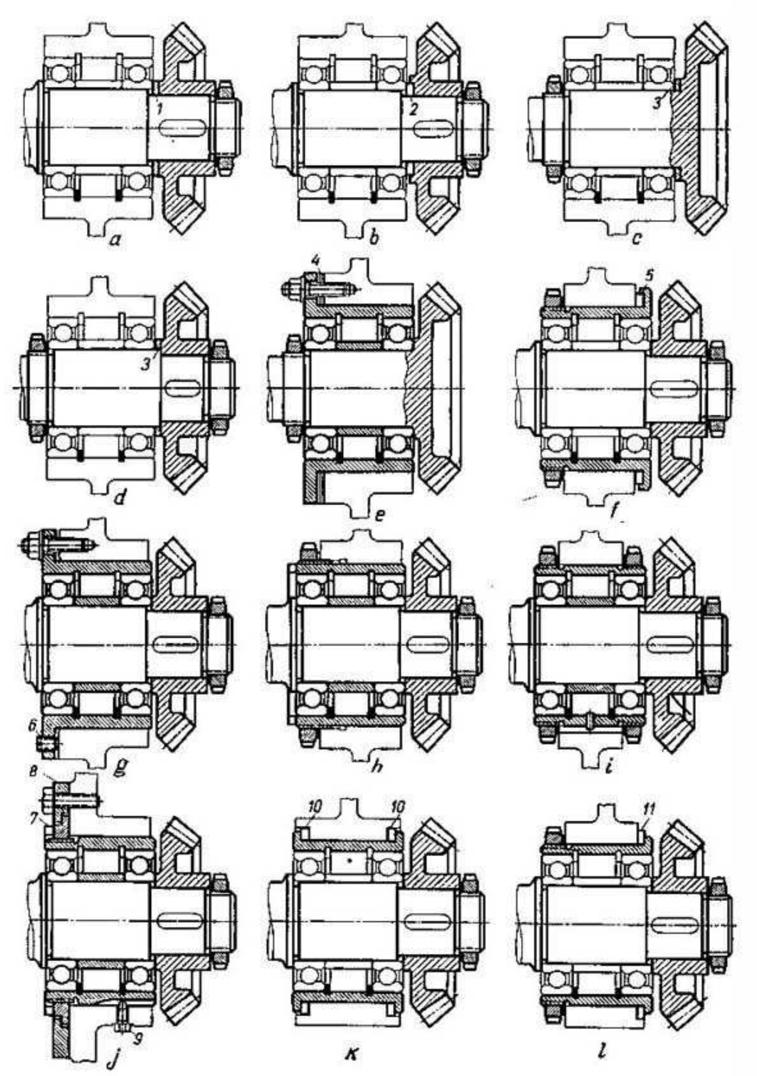


Fig. 30. Regulación de la posición axial de los piñones

los tornillos de presión. Una insuficiencia esencial de esta construcción consiste en la complejidad de la colocación simultánea por tres puntos y, como consecuencia, la posibilidad del torcimiento del cuerpo al apretar los tornillos.

En la construcción *h* el desplazamiento axial se consigue girando el cuerpo colocado en el lecho a rosca (con cintura lisa centradora). El cuerpo, después de la regulación se fija con contratuerca.

En la construcción *i* el cuerpo se desplaza en sentido axial con ayuda de tuercas anulares colocadas por ambos lados del cuerpo.

Con todos estos procedimientos empeora algo el centrado del árbol, ya que el cuerpo debe colocarse con ajuste corredizo.

La regulación según el esquema *j* es conveniente. Aquí, el desplazamiento del cuerpo se realiza girando la tuerca anular *7* enroscada en el cuerpo y fijada en sentido axial con la arandela *8*; el cuerpo

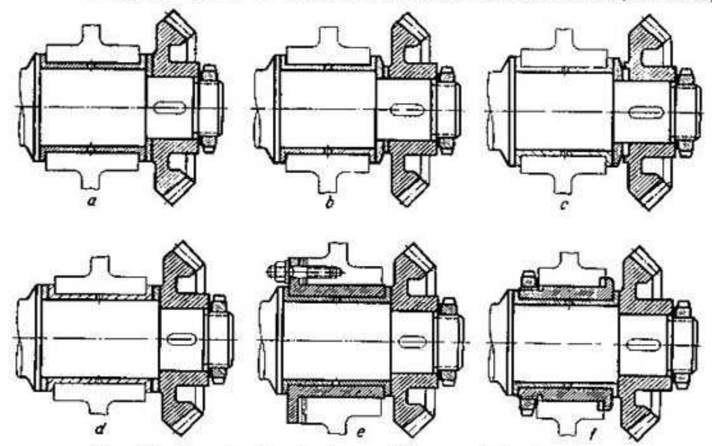


Fig. 31. Regulación de la posición axial de los piñones

de los cojinetes debe fijarse contra el giro con el tornillo *9*. No obstante, en la unión es inevitable una holgura axial igual a la suma de las holguras en la rosca y por los extremos de la tuerca anular. El cuerpo (en contraposición a la construcción *e*—*i*) trabaja en estado no tensado, lo que no es deseable a cargas dinámicas.

En la construcción *k* (montaje radial) la regulación se efectúa valiéndose de los semiaros *10* (unión no tensada), en la construcción *l*, con ayuda de los semiaros *11* apretados con tuerca.

En la figura 31 se muestran procedimientos de regulación para el caso de colocación de los piñones en cojinetes de contacto plano. En las construcciones *a*—*c* el piñón se desplaza por el árbol, en las *d*—*f*, se desplaza junto con el árbol.

1.12 Transmisión por engranajes cónico-cilíndricos

A diferencia de las transmisiones cónicas, en las cuales las generatrices de las superficies de trabajo de los dientes convergen en el punto de intersección de los ejes de los piñones (fig. 32, *a*), en las *transmisiones cónico-cilíndricas* uno de los piñones (el pequeño) tiene dientes rectos (vista *b*). En el piñón conjugado las cavidades de los dientes corresponden al perfil del diente del piñón cilíndrico, es decir, las generatrices de las cavidades son paralelas una a otra; el diente se adelgaza en dirección al centro del piñón, con la particularidad de que en mayor grado que en los piñones cónicos corrientes.

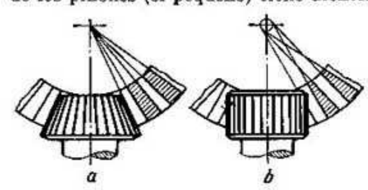


Fig. 32. Esquemas de transmisiones:
a, cónica; *b*, cónico-cilíndrica

La condición del rozamiento sin deslizamiento, por la longitud del diente, observada en las transmisiones cónicas habituales, en las transmisiones cónico-cilíndricas no se observa. En muchos casos esto no tiene importancia esencial. En cualquier engranaje de evolvente, el rozamiento puro de rodadura se observa sólo en los sectores del diente próximos al círculo primitivo; en el pie y en el vértice del diente al rozamiento de rodadura se adiciona el rozamiento de deslizamiento. En las transmisiones con ejes cruzados también tiene lugar el deslizamiento por la longitud del diente, cosa que en estas transmisiones no perturba el trabajo fiable y duradero.

En las transmisiones cónico-cilíndricas el deslizamiento es tanto menor cuanto menor sea el ángulo φ entre los ejes de los piñones (fig.33, *b*—*d*). Si

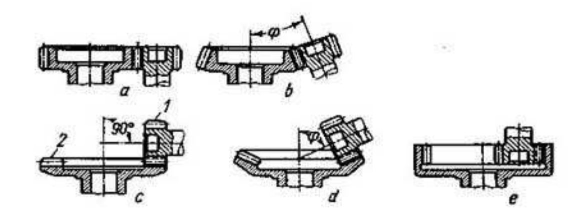


Fig. 33. Transmisiones cónico-cilíndricas

φ = 0 (vistas *a*, *e*) la transmisión cónico-cilíndrica se convierte en cilíndrica correcta. El deslizamiento es tanto menor cuanto menor sea la longitud del diente con relación al diámetro del piñón y cuanto mayor sea el número de velocidades.

Las transmisiones cónico-cilíndricas se ejecutan en máquinas para tallado de engranajes cilíndricos. Los piñones *1* con diente recto se elaboran por métodos corrientes de cepillado y fresado de dientes, los piñones conjugados con éstos de diente cuneiforme, por método de rodadura, valiéndose de un mortajador cuya forma corresponde al piñón cilíndrico. Tanto unos como otros obedecen fácilmente a las operaciones de rectificado, gracias a lo cual a los dientes de las transmisiones cónico-cilíndricas se les puede atribuir una alta dureza superficial.

Los dientes helicoidales se tallan por métodos ordinarios de cepillado con mortajador giratorio con diente helicoidal.

El piñón cilíndrico (con diente recto) no se somete a presión axial y no necesita regulación axial con la condición de que el diente recubra por su longitud el diente del piñón cónico.

Las transmisiones cónico-cilíndricas pueden embragarse y desembragarse desplazando el piñón cilíndrico lo mismo que las transmisiones con piñones cilíndricos.

Las transmisiones cónico-cilíndricas se emplean en el caso de momentos torsionales pequeños y medianos y para números de velocidades desde 1 y más. Se dan casos de aplicación de las transmisiones cónico-cilíndricas en instalaciones de gran potencia.

2 Comodidad del servicio

Al diseñar conjuntos, grupos y máquinas es necesario asegurar la comodidad del servicio, del mando, del desmontaje, del montaje y de la regulación, el acceso a los grupos para la revisión; prevenir los posibles deterioros y roturas de la máquina como resultado del trato y manejo negligente, aliviar el mantenimiento de la máquina en estado limpio.

Es necesario atribuir a la máquina un aspecto exterior agradable.

2.1 Aliviamiento del montaje y desmontaje

Examinemos algunos ejemplos de aliviamiento del montaje y desmontaje de las uniones que se desarman con frecuencia en la explotación (fig. 34).

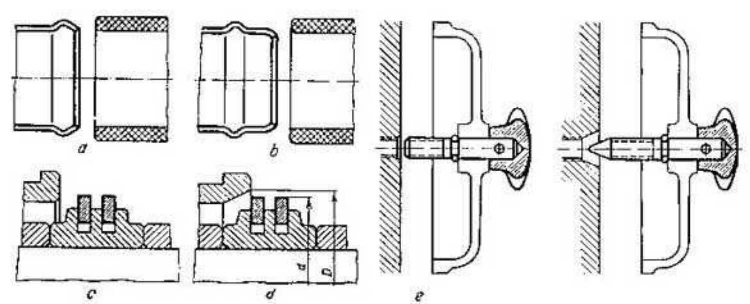


Fig. 34. Simplificación del montaje

La colocación de una manga blanda en el tubo es difícil en la construcción *a*, en cambio se ha aliviado en la construcción *b*, introduciendo el sector guía con bordes de entrada redondeados.

En las empaquetaduras con anillos de muelle seccionados (vista *c*), para simplificar el montaje el cuerpo debe dotarse de chaflán entrante en pendiente suave de diámetro D que sobrepase el diámetro d de los anillos en estado libre (vista *d*).

En las uniones de difícil acceso, particularmente cuando el montaje se realiza a ciegas, las piezas que se introducen en el agujero (vista *e*) es mejor dotarlas de conos-buscadores y en los agujeros se deben prever conos-atrapadores (vista *f*).

Al diseñar sistemas de aceite se olvidan con bastante frecuencia de que hay que limpiar periódicamente las cavidades interiores y las ranuras de la acumulación de suciedad y productos de la descomposición térmica del aceite. Los conductos de aceite deben cerrarse no ciegamente (fig. 35, *a*, *b*), sino con tapones (*c*, *d*).

En la figura 36, *a* se expone el ejemplo de la construcción irracional de la cavidad de engrase del muñón de un árbol cigüeñal. La cavidad está hermetizada con tapones ciegos de acero en chapa, laminados en las gualderas del árbol cigüeñal. La limpieza de la cavidad es posible sólo inyectando a las cavidades interiores del árbol una solución detersiva. Es mejor la construcción con tapones desarmables (fig. 36, *b*).

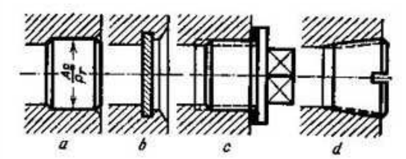


Fig. 35. Procedimientos para obturar los conductos de aceite

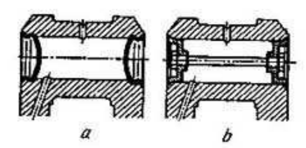


Fig. 36. Procedimientos para obturar las cavidades de aceite de un árbol cigüeñal

Con frecuencia las uniones que se desmontan y se montan en la explotación deben hacerse de rápido desmonte. En la figura 37 se muestra el terminal del conductor de un sistema de encendido. En la construcción *a*, para sacar el conductor se necesita desenroscar completamente la tuerca de sujeción del tornillo de contacto. En la construcción *b* con terminal entallado basta aflojar la tuerca a la altura *h* del rebordeado de fijación, después de lo cual puede sacarse el terminal del tornillo.

En la figura 38 se muestra una unión de acción rápida con tornillos articulados (llamados *de autoclave* debido a que se emplean frecuentemente para sujetar las tapas de las autoclaves). Basta desenroscar la tuerca a la altura que asegure su paso por el ángulo de la tapa y, luego, los tornillos se abaten y se libera la tapa.

En la figura 39 se muestra el ejemplo de sujeción de una pieza cilíndrica en un sujetador de muelle.

En las uniones de acción rápida se emplean vastamente cerrojos con palanca abatible. Este cerrojo se basa en el esquema del mecanismo de biela y manivela y consta de la palanca *1* (fig. 40, *a*) que gira en torno del eje *2*. En la palanca se sujeta la abrazadera *3* que

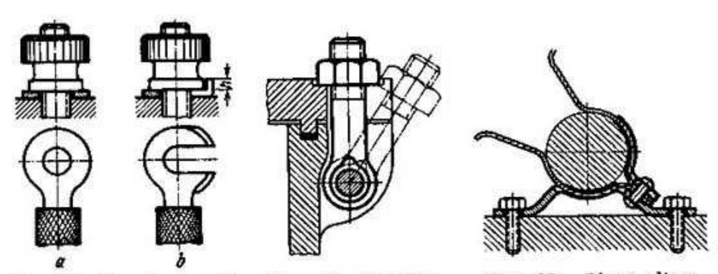


Fig. 37. Guardacabo de un conductor

Fig. 38. Tornillo abatible

Fig. 39. Pinza «lira»

entra en el gancho de la pieza a apretar *4*. Al pasar la palanca a la posición representada en la vista *b*, ésta tensa el gancho. En virtud de la propiedad conocida del mecanismo de biela y manivela la tensión alcanza el máximo en el punto muerto. Al pasar el punto muerto (ángulo α) la palanca se fija por las fuerzas de elasticidad del sistema, que la aprietan contra el tope *m*.

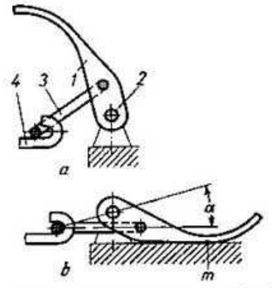


Fig. 40. Cierre de acción rápida

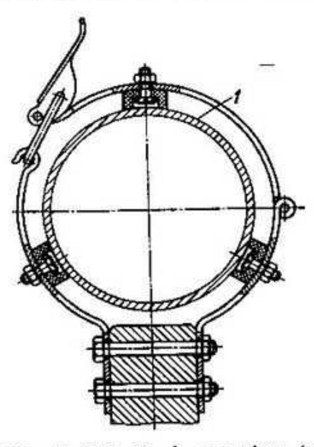


Fig. 41. Sujeción de una pieza tubular con cierre de acción rápida

Un ejemplo del empleo de este sistema en el mecanismo de sujeción de la pieza tubular cilíndrica *1* se expone en la figura 41.

En la figura 42 se muestra un conjunto de regulación de la posición axial de un árbol en un cojinete desarmable de contacto plano,

valiéndose de anillos de regulación (montaje radial). En la construcción *a* los anillos de regulación *1* se han hecho enterizos. Para la regulación es necesario sacar la tapa *2* del cojinete, extraer el árbol de los apoyos y desmontar la pieza postiza *3*.

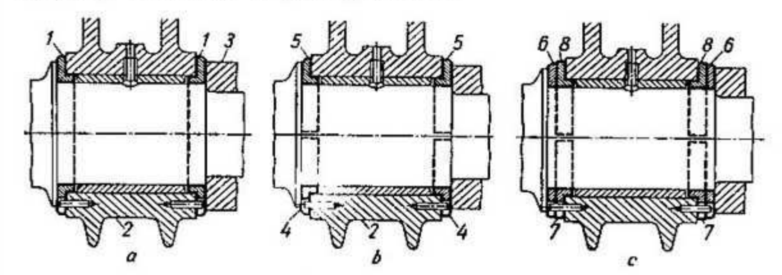


Fig. 42. Regulación de la posición axial de un árbol

En la construcción *b*, donde los anillos de regulación se han hecho seccionados (semianillos *4*, *5*), es necesario sólo sacar la tapa *2* del cojinete y, dejando el árbol en su lugar, quitar al principio los semianillos *4* y, luego, sacar los semianillos *5* girándolos en torno del

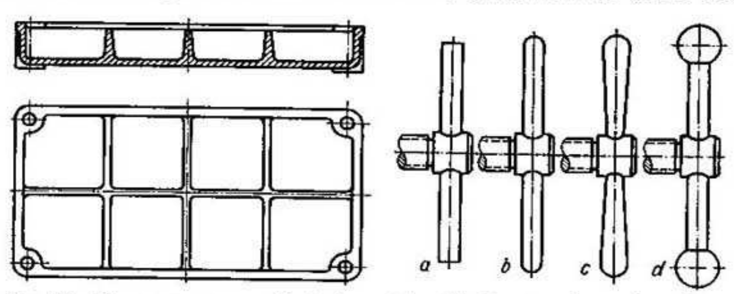


Fig. 43. Tapa con compartimientos para disponer las piezas de sujeción

Fig. 44. Construcciones de palancas

eje del árbol a 180°. Si por las condiciones de trabajo se necesita una superficie de apoyo entera, no interrumpida por cortes, se introducen anillos enterizos complementarios *6* (vista *c*). Durante la regulación estos anillos quedan en su sitio. Los semianillos de regulación *7*, *8*, se sacan sin desmontar el árbol.

Para comodidad del desmontaje y montaje es mejor dotar las tapas separables de piezas tipo armazón con nervios en forma de barquillo (fig. 43) que forman compartimientos para disponer las

piezas de sujeción extraídas en el desmonte (para cada dimensión y tipo) en su compartimiento.

Las palancas, volantes, tuercas de mano, etc. deben tener una forma favorable.

En la figura 44, *a* se representa la construcción infructuosa del bandeador (giramachos) de un tornillo de carga; las *b*, *c*, *d* son construcciones mejoradas.

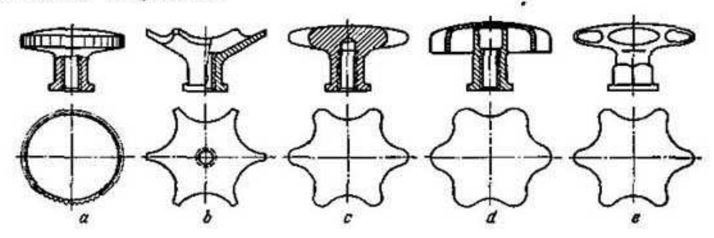


Fig. 45. Tuercas de mano

La construcción de la tuerca para el enrosque a mano con moleteado (fig. 45, *a*) no permite apretarla fuertemente. En la construcción *b* las facetas agudas de la tuerca hieren los dedos; además, en la cavidad superior de la misma se forma una bolsa de suciedad. Las construcciones correctas que permiten el apriete fuerte a mano se

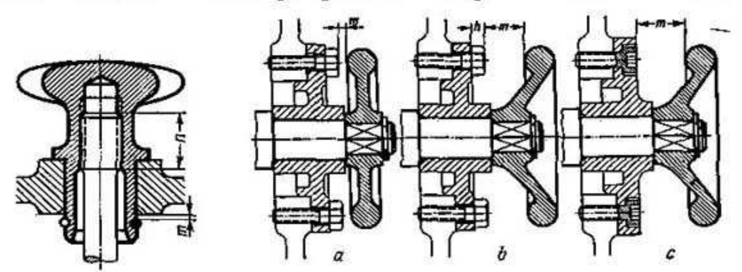


Fig. 46. Tuerca «no perdible»

Fig. 47. Construcciones de volantes de mano

muestran en las vistas *c*, *d*. En caso que se necesite el apriete, las tuercas de mano se dotan de elementos complementarios en forma de rebajos planos o hexaedros (vista *e*).

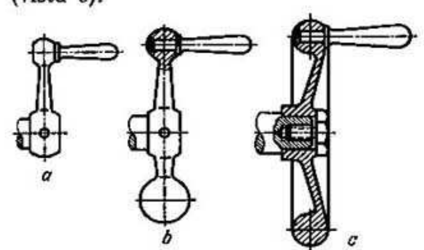
Para acelerar y simplificar el montaje de las uniones que se desmontan frecuentemente es mejor emplear tuercas «no perdibles» fijadas en la pieza a apretar, por ejemplo, con ayuda de retenes anulares (fig. 46). Las tuercas aisladas se fijan con una holgura axial mínima *m*; estas tuercas sirven de extractores. En las uniones con

varias tuercas, la holgura axial *m* debe exceder algo la longitud *n* de la rosca de los tornillos. En caso contrario resulta difícil enroscar y desenroscar las tuercas (para evitar el torcimiento y atrancamiento de la pieza hay que enroscar cada vez una tras otra todas las tuercas a una pequeña magnitud).

La construcción de las tuercas y volantes de mano, etc. debe garantizar el acceso cómodo y su agarre seguro con toda la mano. El volante de mano mostrado en la figura 47, *a*, se ha ejecutado incorrectamente: la poca holgura *m* entre el volante y los tornillos de sujeción no permite agarrar el volante con la mano. En la construcción *b* el volante de mano está alejado de la pared del cuerpo. Si se aplican tornillos de cabeza embutida con hexaedro interior (vista *c*), la holgura aumenta en una magnitud igual a la altura *h* de la cabeza del tornillo.

La holgura mínima *m*, indispensable para agarrar cómodamente el volante con la mano, es igual a 20—25 mm. Para las máquinas que trabajan a cielo abierto, aquélla debe hacerse no menor de 35 mm, teniendo en cuenta que puede realizarse el trabajo con manoplas.

Los volantes y palancas designadas para la rotación rápida (por ejemplo, las palancas de las transmisiones permutadoras de las máquinas para trabajar metales, los volantes de las transmisiones de los tornillos sin fin de giro, etc.) deben poseer elevada masa de giro que facilite vencer la irregularidad del momento torsional del accionamiento. Las palancas accionadoras (fig. 48, *a*) deben dotarse de contrapesos (vista *b*) o ejecutarlas en forma de volantes con llantas macizas (vista *c*).



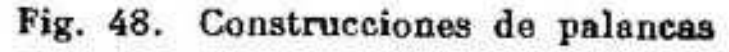


Fig. 48. Construcciones de palancas

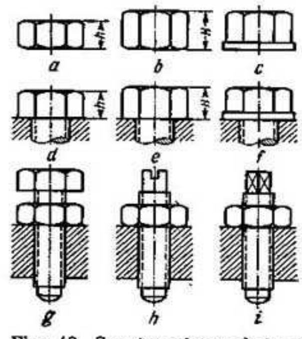


Fig. 49. Construcciones de tuercas y tornillos

Las piezas para manipulación a mano, con el fin de evitar que se lesionen las manos, con objeto de mejorar el aspecto exterior y prevenir la corrosión, conviene pulirlas hasta una pureza de $\nabla 11 - \nabla 12$.

En las uniones a rosca de simple designación conviene aplicar tuercas con chaflán bilateral, las cuales pueden colocarse por el lado que se desee.

Las tuercas y tornillos que se desenroscan con frecuencia en la explotación es mejor ejecutarlos con una altura aumentada del hexaedro $H = (1 \div 1,4)\ d$ (fig. 49, *b*, *e*) en lugar de los valores ordinarios $h = (0,7 \div 0,8)\ d$ (vistas *a*, *d*) y atribuirles elevada dureza (*HRC* 35—40), para evitar el aplastamiento de las facetas.

Los ribetes en la base del hexaedro (vistas *c*, *f*) aligeran el enrosque y desenrosque, puesto que evitan que la llave resbale. No obstante, para la producción en gran escala esta construcción no es adaptable (no pueden fabricarse tuercas de productos laminados de sección hexaedra).

En todos los casos en que lo admite la construcción, es mejor prever el enroscado con llaves tubulares.

Como regla general, conviene tender por todos los medios a la unificación de las dimensiones de los hexaedros con el fin de disminuir la nomenclatura de las llaves. Sin embargo, en el caso en que

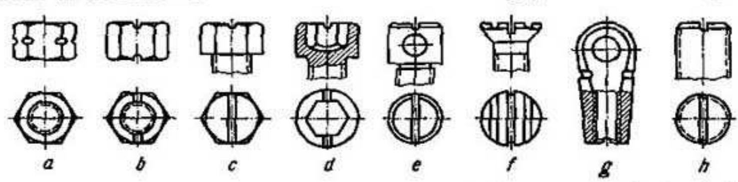


Fig. 50. Marcas distintivas para las piezas de sujeción con rosca a la izquierda

los tornillos se retienen con contratuercas, se aconseja aplicar distintas herramientas para el tornillo y la contratuerca (vistas *h*, *i*). Si los hexaedros son iguales (vista *g*) habrá que tener dobles llaves en el juego.

Las tuercas y los tornillos con rosca a la izquierda deberán señalarse para evitar que se intente desenroscarlos indebidamente, lo cual puede deteriorar las piezas. Las marcaciones distintivas para las piezas de sujeción con rosca a la izquierda se muestran en la figura 50, *a*—*h*.

Las piezas entrantes en el equipo fundamental deben estar sujetas constructivamente a la máquina. Las piezas no sujetas pueden extra-

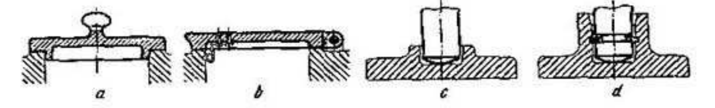


Fig. 51. Asociación constructiva de las piezas:
a, *c*, construcciones incorrectas; *b*, *d*, construcciones correctas

viarse durante la transportación y transposición de la máquina. Ejemplos de la sujeción constructiva se exponen en la figura 51, *a*, *b*, (tapa de inspección) y *c*, *d* (pata con zapata autoajustable).

2.2 Protección contra los deterioros

Conviene tomar medidas contra los deterioros de los elementos frágiles de las piezas, asimismo de las superficies de precisión como resultado del trato imprudente.

De ejemplo nos puede servir la culata del cilindro de un motor enfriado por aire, ejecutada de aleación a base de aluminio (fig. 52, *a*).

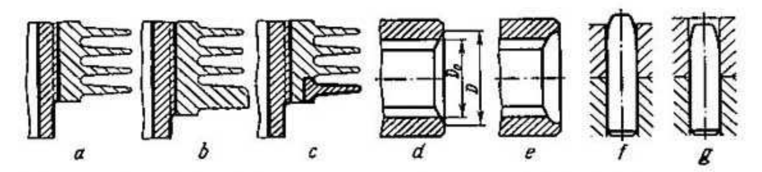


Fig. 52. Protección de los elementos de la construcción de los deterioros

La rotura de nervios finos puede prevenirse haciendo de mayor espesor el nervio inferior (vista *b*) o metiendo a presión un nervio de acero (vista *c*).

Para proteger los extremos de las estrías contra los golpes casuales, caída de la pieza, etc., es conveniente hacer un chaflán de diá-

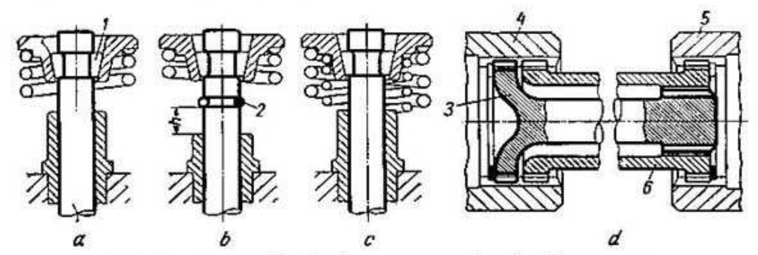


Fig. 53. Protección de las consecuencias de las roturas

metro D que sobrepase el diámetro exterior D_0 de las estrías (vista *d* o hundir las estrías respecto al extremo de la pieza (vista *e*).

Los pasadores de control (vista *f*), para evitar deterioros, es mejor hundirlos en la pieza a fijar (vista *g*).

Se debe tener en cuenta que pueden estropearse las piezas más tensadas y tomar medidas para prevenir las roturas y evitar averías serias, provocadas por éstas.

De ejemplo nos puede servir la válvula de un motor de combustión interna (fig. 53, *a*). Si se rompe el resorte la válvula colgará en el manguito guía y golpeará al fondo del émbolo. Si, además, se salen de sus asientos los dados cónicos *1* de sujeción del platillo de válvula, la válvula se caerá en el cilindro. Entonces sí que será

inevitable una avería sería como resultado del tope de la válvula en el techo de la cámara de combustión.

En la construcción *b* la avería se ha excluido colocando en el vástago el retén anular *2* a la distancia *h* del extremo de la guía y que sobrepasa algo la carrera de trabajo de la válvula.

Colocando dos (vista *c*) o tres resortes concéntricos prácticamente se excluye la posibilidad de que caiga la válvula. Para evitar que las espiras del resorte penetren (en caso de su rotura) en el intermedio entre las espiras del resorte entero, a las espiras de los resortes contiguos se les da una inclinación opuesta.

En la figura 53, *d*, se representa una ballesta de torsión *3* que sirve para transmitir elásticamente el momento torsional desde el árbol *4* al *5*. Lo mismo que en todas las piezas de muelle, en las ballestas de torsión se adoptan elevadas tensiones prefijadas, por eso es posible su rotura al elevar el régimen de cálculo, por ejemplo, al surgir vibraciones torsionales.

Para prevenir las sobrecargas la ballesta se encierra en el manguito estriado *6*, establecido en las mismas estrías que la ballesta, pero con mayor holgura circular. La ballesta de torsión trabaja a régimen normal. Al elevar el momento torsional de cálculo el manguito percibe la carga, lo que evita la rotura de la ballesta. Si la ballesta se rompe, entonces el manguito transmite el momento torsional, aunque con elasticidad disminuida.

2.3 Dispositivos de bloqueo

Las máquinas y los grupos deben estar protegidos fiablemente contra las roturas que tienen lugar debido a la falta de precaución o por no saber atenderlos el personal de servicio. Las medidas constructivas deben servir para excluir por completo el manejo incorrecto de la maquinaria.

En las máquinas para elaborar se deben introducir dispositivos de bloqueo automáticos que desconecten la máquina o sus mecanismos al pasar a valores peligrosos de pasadas o desplazamientos. En los mecanismos conmutadores y permutadores se deben prever medios que prevengan la posibilidad de la conexión simultánea.

En la figura 54, *a* se muestra un accionamiento a mano de grifos distribuidores. Por condiciones de trabajo es necesario que cada uno de los grifos pueda girar sólo en una posición completamente determinada del otro grifo. Este problema se resuelve colocando el fijador *1* mandado por los discos *2*, vinculados rígidamente con las palancas de accionamiento. El giro de la palanca *3* bloquea a través del fijador la palanca *4*. El giro de la palanca *4* es posible sólo en una posición completamente determinada de la palanca *3*.

En la figura 54, *b* se muestra un dispositivo de bloqueo aplicado ampliamente en la construcción de las cajas de cambio de velocidades

con permutación de los piñones con ayuda de tirantes. El desplazamiento del tirante de cambio *5* es posible sólo con los tirantes bloqueados *6* y *7*, el desplazamiento del tirante *6*, con los tirantes bloqueados *5* y *7*, el desplazamiento del tirante *7*, con los tirantes

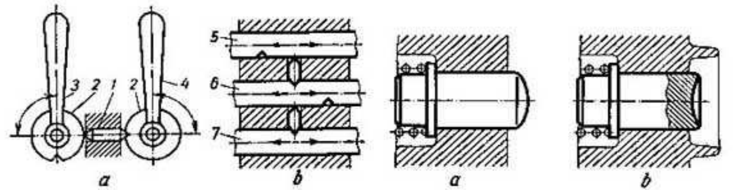


Fig. 54. Dispositivos de bloqueo

Fig. 55. Prevención de la conexión casual de los botones:

a, construcción incorrecta; *b*, construcción correcta

bloqueados *5* y *6*. De este modo, este dispositivo admite la conexión de cada uno de los piñones sólo después de que desengranan los demás piñones.

Con frecuencia, el problema puede resolverse introduciendo enlaces mecánicos entre los elementos a transponer con accionamiento centralizado por una única palanca (*mando de palanca única*).

En las construcciones de botones de mando manual deben prevenirse las posibles conexiones casuales. Los botones salientes (fig. 55, *a*) son inadmisibles. Con el fin de evitar el apriete casual el botón debe ser hundido (vista *b*).

2.4 Aspecto exterior y acabado de las máquinas

La máquina y sus piezas tipo armazón deben tener contornos suaves. Esto es una condición importante para simplificar el entretenimiento de la máquina y mantenerla en estado limpio.

No son deseables los altos nervios, los ángulos entrantes, las cavidades en las que se acumula humedad, suciedad y polvo y que dificultan la limpieza y lavado de la máquina. Los nervios exteriores (fig. 56, *a*) es mejor sustituirlos por interiores (vista *b*). Se aconseja rehuir la disposición de las piezas de sujeción en las celdillas (vista *c*); es mejor sacarlas a la superficie de la pieza (vista *d*).

En la figura 56, *e* se muestra la construcción de una pata de sección en U. Entre los nervios de la pata se forma una bolsa de suciedad; la limpieza de la cavidad es difícil. En la vista *f* se muestra una construcción más correcta, cerrada por arriba. La mejor construcción es la cerrada en forma de caja *g*.

Se aconseja hacer las tapas sin cavidades (vista *h*); es mejor hacerlas planas (vista *i*) o algo convexas (vista *j*).

En el conjunto de sujeción del revestimiento del vidrio de inspección (vista *k*), las cabezas salientes de los tornillos estropean el aspecto exterior y dificultan la enjugadura. La construcción *l* se ha mejorado con la sustitución de estos tornillos por otros de cabeza perdida. La construcción más racional es la *m* por tener la superficie exterior lisa; el revestimiento se sujeta por el lado interior del cuerpo con espárragos soldados al revestimiento por medio de soldadura eléctrica por contacto.

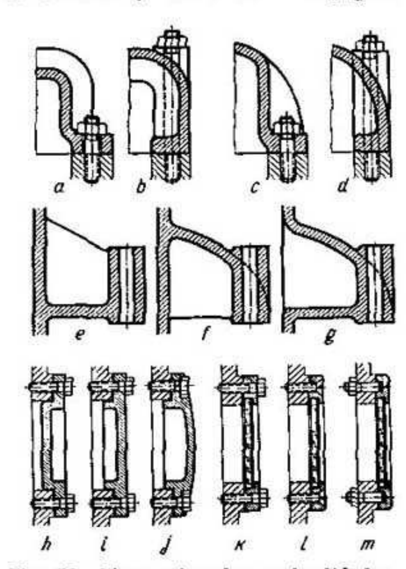


Fig. 56. Cómo evitar las profundidades y las partes salientes

Además del aspecto técnico hay que tener en cuenta también el estético. El aspecto exterior del producto mejora si tiene contornos lisos y suaves, formas abovedadas y combadas que se llaman convencionalmente «relamidas» o aerodinámicas.

La estética de la máquina ante todo es una conveniencia técnica. Son esbeltas las máquinas con una composición racional y con un esquema de fuerza conveniente que condiciona la reconcentración y compacidad de las formas. No son bonitas las máquinas con los conjuntos esparcidos, con los órganos de trabajo abiertos, con huecos y vacíos entre los elementos estructurales.

Tendiendo a la compacidad máxima y a la suavidad de los contornos exteriores, no conviene convertir la máquina en una caja lisa. Es conveniente sujetarse a un determinado dibujo arquitectónico concordado con la configuración de la máquina y que acentúe su formación horizontal o vertical común. Este dibujo puede crearse con relieves de los elementos estructurales principales, introduciendo cornisas, nervios, cantos de empalme, etc.

La máquina en forma de caja con empalmes lisos (fig. 57, *a*) causa la impresión de ser un bloque pesado de metal. La máquina resulta mejor proporcionada y de estructura más ligera a la vista, si se le atribuyen componentes horizontales alternantes de longitud y anchura algo distintas y se introducen cantos por el contorno de los empalmes (vista *b*).

Los cantos de empalme tienen no sólo un valor decorativo sino también práctico. La limadura de los cantos puede corregir la inexactitud de la fundición y conseguir la coincidencia de los contornos de las superficies de contacto.

Es mejor animar las superficies, los paneles y tableros de gran extensión con relieves de dibujo simple y riguroso concordado con la forma de la máquina, por ejemplo, a modo de nervios paralelos

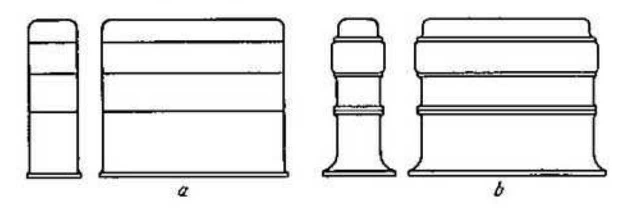


Fig. 57. Confección del cuerpo de una máquina:
a, no racional; *b*, racional

dirigidos horizontal o verticalmente, según sea la estructura general de la máquina. Además, los relieves aumentan la rigidez de los paneles.

Conviene prestar especial atención en la disposición, aspecto exterior y acabado de los órganos de.mando y de control. Estos deben colocarse en las proximidades del puesto del operador, es decir, en un sitio cómodo para la manipulación y revisión, en lo posible en un mismo panel. Las piezas metálicas es mejor pulirlas, cromarlas o recubrirlas con esmaltes de color. Conviene evitar los recubrimientos metálicos brillantes (cromado decorativo) que fatigan, y en el caso de alumbrado brillante ciegan los ojos. Es mejor aplicar el cromado mate (lechoso).

Los rótulos, tablas con indicación de los parámetros, los esquemas tabulares, etc. deben ejecutarse en placas macizas con los signos grandes y nítidos preparados por fototipia o grabado (de ningún modo acuñados en láminas de hojalata delgada) situados en un sitio cómodo para la lectura y si es necesario se dotan de iluminación (en caso de instalarlos en celdillas o en cajas).

El acabado bonito y limpio de la máquina predispone al personal de servicio a tratarlo bien.

No conviene adornar con exceso el producto. La abundancia de superficies brillantes, el abigarramiento de colores, los brillantes y llamativos tonos del acabado no mejoran el aspecto exterior del producto, sino por el contrario lo estropean. El acabado de la máquina debe ser técnicamente racional, corresponder a la designación funcional de las piezas y contribuir a la comodidad del mando y entretenimiento. Las formas deben ser sencillas y rigurosas, los colores de la pintura, tranquilos.

Las máquinas que trabajan en locales cerrados, es mejor pintarlas con tonos claros (azul celeste, verde claro, gris claro) que poseen elevado coeficiente de reflexión y aumentan la luminosidad del local. En las producciones donde en el primer plano están las exigencias sanitarias (alimenticia, médica), conviene aplicar los recubrimientos de color lechoso blanco o color marfil.

Las máquinas que trabajan bajo cielo abierto, sometidas a la acción del polvo, hollín, gases de escape, etc., es preferente pintarlas de color oscuro.

El recubrimiento debe ser de larga duración, resistente a la abrasión y a los efectos atmosféricos, debe poseer alta adhesión a las superficies metálicas y proteger bien el metal de la corrosión. En lugar de los recubrimientos de pintura al aceite se han elaborado otros nuevos sintéticos más sólidos (esmaltes de nitrocelulosa, lacas de eskapón, recubrimientos alquídicos, fenólicos, epoxi, etc.). Los recubrimientos que más elevadas cualidades poseen son los silicónicos que se distinguen por sus propiedades expelentes de polvo, suciedad e hidrofugas, resistentes al calor y a la luz.

3 Diseño de piezas de fundición

La fundición se emplea ampliamente para fabricar piezas perfiladas desde las pequeñas hasta las de mayores dimensiones del tipo de base y de armazón. En muchas máquinas (motores de combustión interna, turbinas, compresores, máquinas herramienta, etc.) el peso de las piezas de fundición compone un 60—80 % del peso de la máquina.

Con ayuda de la fundición pueden obtenerse piezas de la configuración más compleja, imposible de ejecutar con otros procedimientos de obtención de formas. El proceso de fundición es productivo y barato.

Para las piezas de fundición son características la reducida resistencia mecánica, la dispersión de los índices mecánicos en distintos sectores de la pieza fundida, la predisposición a formar defectos y tensiones internos. La calidad de la pieza fundida depende de la tecnología de fundición y de la construcción de la pieza. Por eso, el diseñador debe conocer las reglas fundamentales de la técnica de fundición y dominar con seguridad los procedimientos que garantizan la obtención de piezas fundidas cualitativas con el menor gasto de producción.

Se aplican los siguientes procedimientos de fundición:

Colada en molde de arena. Es el procedimiento más difundido y universal y el único prácticamente para la fabricación de piezas de grandes dimensiones. El moldeo se realiza en moldes de madera o metálicos en cajas, llenándolas de mezclas de arena y arcilla. Las cavidades interiores se forman con *machos* que se forman en las cajas de machos de mezclas arenosas con adhesivos.

La exactitud de las dimensiones de la fundición depende de la calidad de fabricación del molde y de las propiedades de la aleación de fundería (las desviaciones de las dimensiones nominales por término medio son ±7‰). La pureza de la superficie se encuentra entre 3—4 clases.

La productividad del proceso de fundería y la calidad de las fundiciones aumentan considerablemente en el *moldeo mecánico* (el llenado de las cajas de moldeo se hace con ayuda de máquinas de moldear a presión, sacudidoras y lanzadoras de arena).

Las piezas de responsabilidad, así como las de grandes dimensiones se cuelan en *moldes de machos*, cuyas superficies exteriores e interiores se forman por bloques de machos unidos mecánicamente o adheridos.

Vaciado en cáscaras. Los moldes se preparan por los modelos metálicos en forma de cáscaras de 6—15 mm de espesor de mezclas de arena con resina termorreactiva (baquelita) y se solidifican calentándolos hasta 150—350° C. Este procedimiento se emplea preferentemente para la fundición de piezas abiertas (en forma de U y de taza hasta de 1 m de dimensión. La exactitud de las dimensiones es $\pm 5^0/_{00}$, la pureza hasta la 6 clase.

Colada en coquilla. El metal se vierte en moldes permanentes de acero o de hierro colado (coquillas). Al colar piezas de pequeñas dimensiones y de aleaciones no ferrosas las cavidades interiores se forman con machos metálicos, al colar piezas de dimensiones medias y grandes, con machos de arena (*colada en semicoquilla*). Este procedimiento garantiza una elevada resistencia mecánica de las fundiciones, una exactitud de $\pm 4^0/_{00}$ y una pureza de la superficie hasta de la 6 clase.

Colada centrífuga. Se emplea para colar piezas huecas cilíndricas del tipo de tubos. El metal se vierte en tambores giratorios de hierro colado o de acero donde equél se compacta por la acción de las fuerzas centrífugas. La exactitud de la fundición (espesor de las paredes) depende de la exactitud de la dosificada del suministro de metal.

Las piezas pequeñas se cuelan en máquinas centrífugas en moldes metálicos permanentes.

Colada a la cera perdida. Los modelos se fabrican de materiales fusibles (parafina, estearina, cera, colofonia) mediante la colada a presión en moldes metálicos. Los modelos se unen en bloque, se cubren con una capa delgada de composición refractaria (polvo de cuarzo con vidrio soluble o silicato de etilo) y se conforma en moldes de arena inseparables que se calcinan a 850—900° C, como resultado de lo cual los modelos sin residuos se eliminan. En las cavidades que se forman se vierte el metal a presión normal o bajo una presión de 2—3 at.

Este procedimiento se aplica para la colada de piezas pequeñas y de dimensiones medianas de configuración arbitraria. La alta exactitud de las dimensiones ($\pm 2^0/_{00}$) y la pureza de la superficie (hasta la 7 clase) permiten en la mayoría de los casos no someter las piezas a tratamiento mecánico, gracias a lo cual este procedimiento se aplica con frecuencia para la fabricación de piezas de materiales difíciles de maquinar (por ejemplo, los álabes de las turbinas de aleaciones resistentes a altas temperaturas).

Colada gasificada. En moldes de arena no separables se conforman los modelos de espuma de poliestireno (densidad 0,01—0,03 kgf/dm^3) que al verter el metal se gasifican; los vapores y los gases salen por los respiraderos y agujeros de ventilación. Otros procedimientos de extracción de los modelos conformados son la sublimación (calentamiento a 300—450° C sin acceso de aire) y la disolución del modelo en dicloroetano o benceno.

La colada por modelos de poliestireno extraíbles permite obtener fundiciones precisas, prácticamente sin limitaciones de configuración.

Colada a presión. El metal se vierte en moldes de acero permanentes a una presión de 30—50 at. Este procedimiento garantiza una elevada productividad, exactitud de las dimensiones ($\pm 1^0/_{00}$) y pureza de la superficie (hasta la 8 clase). El ulterior tratamiento mecánico, como regla general, no hace falta. Este tipo de colada se emplea para la fabricación en gran escala de piezas pequeñas y medianas, preferentemente de aleaciones fusibles (a base de aluminio, a base de cobre-zinc, etc.). Para la colada de piezas de acero y de hierro colado es necesario fabricar los moldes de aceros termorresistentes.

Examinemos el procedimiento más difundido, es decir, la colada en moldes de arena. Muchas reglas para el diseñado de piezas que se cuelan en moldes de arena son válidas también para otros procedimientos de colada.

3.1 Espesor de las paredes y resistencia mecánica de las fundiciones

Las paredes de las piezas de fundición poseen en la sección transversal distinta resistencia mecánica, debido a la diferencia de condiciones de cristalización. La resistencia mecánica es máxima en la capa superficial, donde el metal, a consecuencia de la elevada velocidad de enfriamiento, adquiere una estructura fina cristalina y donde se forman tensiones residuales de compresión favorables para la resistencia mecánica. En la capa superficial de las fundiciones de hierro colado prevalecen la perlita y la cementita. El núcleo, que se enfría más lentamente, tiene estructura macrocristalina con predominio de ferrita y grafito. En él con frecuencia se forman cristales de dendrita y surgen cavidades de contracción y porosidades.

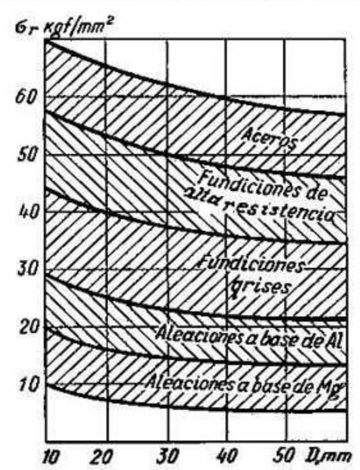


Fig. 58. Resistencia mecánica de las aleaciones de fundería

Cuanto más maciza sea la pared, tanto más brusca será la diferencia entre la resistencia mecánica del núcleo y la costra. Por eso, el aumento del espesor de las paredes no va acompañado del aumento proporcional de la resistencia mecánica de la fundición. En la fig. 58 se muestra la resistencia mecánica en función del diámetro de las probetas.

Por estas causas, así como para disminuir el peso, es mejor hacer las paredes de las fundiciones del menor espesor admisible por las condiciones de fundición. La rigidez y resistencia mecánica indispensables deben ser garantizadas, usando nervios, haciendo perfiles racionales, dando a las piezas formas convexas, abovedadas, esféricas, cónicas y otras semejantes. Este camino siempre conduce a la obtención de construcciones más ligeras.

La calidad de la forma de la fundición puede apreciarse aproximadamente por la relación de su superficie al volumen o, si viene dada su longitud, por la relación del perímetro S respecto a la sección F;

$$\Omega = \frac{S}{F}, \tag{2}$$

En la figura 59, a — c, se exponen los valores de Ω para varias secciones equidimensionales con distinto espesor de las paredes. Las formas macizas (vistas a, b) no son racionales en lo que concierne a su resistencia mecánica y su peso.

Los moldes para fundición correctos son los de paredes delgadas, desarrollados por la periferia (vista *c*).

En las vistas *d*, *e*, se muestran ejemplos de composición irracional de piezas de fundición, en forma de fundiciones macizas (*d*) y de composición racional, en forma de construcciones de paredes delgadas (*e*).

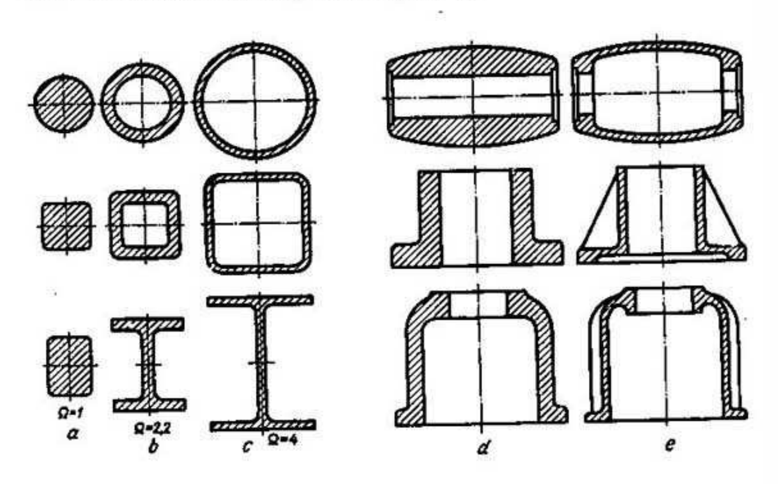


Fig. 59. Formas de las piezas de fundición

Conviene reducir al mínimo el tratamiento mecánico de las piezas de fundición, no sólo por el interés de disminuir el coste de producción, sino también por razonamientos de la resistencia mecánica. El tratamiento mecánico desprende la capa superficial más resistente. Los sectores que se someten a dicho tratamiento se refuerzan haciendo más gruesas las paredes contiguas.

3.2 Moldeo

La construcción de la pieza de fundición debe asegurar la fabricación conveniente y sencilla del molde. Esta condición se divide en las siguientes particulares:

a) el modelo debe extraerse del molde sin obstáculos;

b) los machos deben libremente conformarse en las cajas;

c) la configuración y la sujeción de los machos no deben obstaculizar el montaje del molde.

3.2.1 Eliminación de los rebajes

Para extraer libremente el modelo del molde es necesario que en la superficie de aquél no haya *rebajes*, es decir, salientes o cavidades perpendiculares o inclinados respecto de la dirección de extracción, que al extraer los modelos cortan los sectores conformados.

En la figura 60, *a* se muestra un esquema de rebajes. La pieza tiene nervios inclinados. Al extraer el modelo (la dirección de extracción se muestra con un rayado perpendicular al plano *A—A* de la superficie de separación del molde) los nervios cortan los sectores del

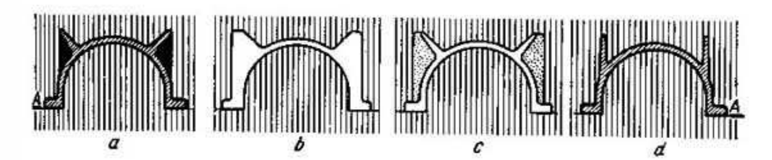


Fig. 60. Rebajes y procedimientos para su eliminación

molde, ennegrecidos en la figura. Para evitar el rebaje, las partes del modelo que obstaculizan la extracción pueden hacerse desmontables o movibles. Antes de extraer el modelo estas partes se quitan o se retiran al interior del modelo, después de lo cual el modelo sale del molde. Por otro procedimiento, el modelo se prepara rellenando los sectores recortables; este tipo de modelo da la forma representada en la vista *b*. La configuración requerida se obtiene colocando en el molde machos insertados después de extraer el modelo (vista *c*).

Todos estos procedimientos complican y encarecen el moldeo. Es mejor dar a la pieza una configuración que excluya el rebaje. Al disponer los nervios paralelamente a la dirección de extracción (vista *d*) el modelo sale sin obstáculo del molde.

Al diseñar piezas de fundición, conviene tener una representación clara sobre la disposición del plano de separación y sobre la posición de la pieza en el molde durante la colada. Como regla general, las piezas se cuelan con las superficies de responsabilidad hacia abajo, ya que el metal en las partes inferiores de la fundición se obtiene más denso y cualitativo que en las partes superiores. Una vez establecido el plano de separación, es necesario revisar sucesivamente todos los elementos de la construcción y eliminar los rebajes.

A nuestra ayuda viene el *principio de las sombras*. Hay que representarse que la pieza está iluminada por rayos paralelos, normales al plano de separación (vista *a*). Los sectores ensombrecidos atestiguan la presencia de rebajes.

En la figura 61, *a* aparecen ejemplos de rebajes al moldear salientes (la dirección de extracción del modelo se muestra con flechas).

Tabla 2

Eliminación de los rebajes

Construcción inicial	Construcción corregida y procedimiento de eliminación
Volante de mano	
	Cambio de la configuración de la pieza
Tubuladura	
	Disposición de los ejes de las bridas bajo un ángulo de 90°
Pieza tubular	
	Cambio de la configuración del saliente
Cuerpo	
	Ensanchamiento de la cavidad interior del cuerpo
Cuerpo	
	Prolongación de los salientes hasta el fondo del cuerpo
Cuerpo	
	Eliminación de la brida pasando de la sujeción empernada a la sujeción con espárragos
Cuerpo	
	Prolongación de los salientes hasta el techo del cuerpo
Rotor de álabes de ventilador	
	Eliminación del recubrimiento de los álabes

Construcción inicial	Construcción corregida y procedimiento de eliminación	Construcción inicial	Construcción corregida y procedimiento de eliminación
Rayos del volante			
	Giro de la sección de doble T del rayo a 90°		Cambio de la disposición de los salientes
Salientes		*Pieza tipo armazón*	
	Fusión de los salientes		Pieza se ha fabricado sin brida inferior
Pieza tipo armazón con salientes y espaldones exteriores		*Piezas tipo armazón con nervios oblicuos y en forma de barquillo*	
	Prolongación de los salientes hasta el plano de separación		Paso a nervios rectos

Los procedimientos para eliminar los rebajes se muestran en la vista *b*.

En la tabla 2 se exponen ejemplos de rebajes típicos y procedimientos para su liquidación.

Los rebajes no siempre se ven claramente en el dibujo y se escapan de la atención del diseñador. Un ejemplo de rebaje no evidente se expone en la figura 62, *a* (el conjunto se muestra en la posición de moldeo; el plano de separación está simbolizado con la letra *A*).

El redondeo de la caja forma en el molde inferior un volumen muerto (en la figura está ennegrecido).

Puede conformarse este ángulo, si se prolonga la pared vertical de la caja hasta el plano de separación (vista *b*) o se traslada el plano de separación al sector de fusión del redondeo con la pared; la

pata, en este caso, debe ser prolongada hasta el plano de separación (vista *c*).

En la construcción de la pieza en forma de taza (vista *d*) la superficie de la entalla *m* está situada demasiado cerca de la pared negra adyacente.

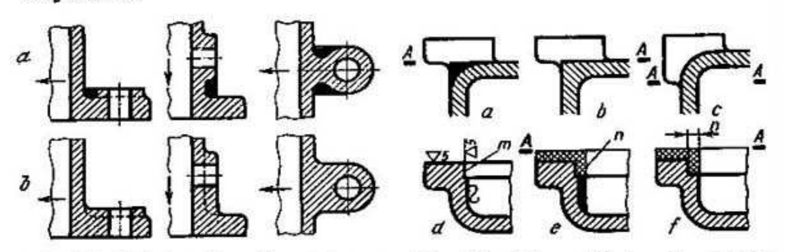


Fig. 61. Rebajes al moldear tetones

Fig. 62. Cómo eliminar los rebajes

El sobreespesor *n*, previsto en el modelo, para el tratamiento mecánico (vista *e*), forma rebaje (sector ennegrecido). Este puede ser liquidado, profundizando la entalla respecto a la superficie negra en la magnitud del sobreespesor (vista *f*).

3.2.2 Plano de separación de los moldes

No deben hacerse los planos de separación de los moldes por planos inclinados y escalonados, que complican la fabricación de los moldes.

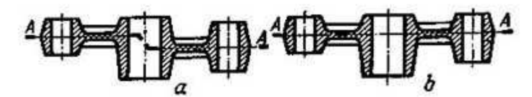


Fig. 63. Cómo eliminar la separación escalonada del molde

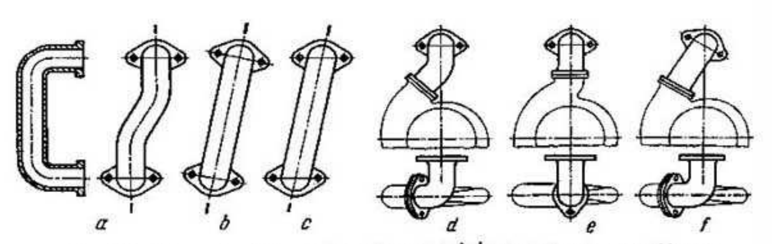


Fig. 64. Cómo simplificar el moldeo de las tubuladuras curvilíneas

Para el moldeo de una palanca de brazos desplazados (fig. 63, *a*) hace falta que el plano de separación sea escalonado. El moldeo se simplifica al situar los brazos en un plano (vista *b*).

El moldeo de una tubuladura curvilínea (fig. 64, *a*) puede simplificarse con el enderezamiento del eje de la tubuladura, al variar insignificantemente la disposición de los puntos de enlace de la tubuladura (vista *b*) y en caso de necesidad y con su conservación (vista *c*).

En las vistas *d—f* se expone un ejemplo del cambio de la construcción de la tubuladura de salida de una bomba centrífuga. La mejor es la construcción *f* que, junto con la simplificación de la fundición, contribuye a disminuir las pérdidas hidráulicas en la bomba: en lugar de dos giros del flujo de líquido (como en la construcción *d*, *e*) se obtiene sólo un giro.

3.2.3 Coladas abiertas, coladas que se moldean empleando machos

Es mejor moldear las coladas abiertas por modelos sin empleo de machos. En este caso, a los modelos se les da una configuración que corresponda exactamente a la forma del producto. Al conformar los modelos se obtiene la prueba negativa de la cavidad (*lingote en bruto*). La condición indispensable del empleo de este procedimiento consiste en que en las superficies interiores de la pieza no haya rebajes.

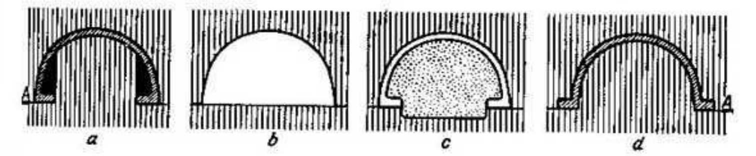


Fig. 65. Moldeo de cavidades interiores

En la figura 65, *a* se muestra esquemáticamente un ejemplo de rebaje interior. La pieza tiene una brida entrante en la cavidad; al extraer el modelo se deteriora el lingote.

En presencia de rebajes interiores el único procedimiento para moldear cavidades consiste en emplear machos. El modelo, hecho en el caso dado es macizo y deja en el molde la huella mostrada en la figura 65, *b*. La cavidad interior es formada por el macho (vista *c*).

No es difícil pasar la pieza al moldeo sin macho, situando la brida por el exterior (vista *d*).

En la figura 66 se exponen ejemplos del paso de las piezas tipo al moldeo sin macho.

Las exigencias para simplificar y abaratar la producción no siempre coinciden con las de resistencia mecánica y rigidez de la pieza y la comodidad de explotación.

La construcción abierta *b* de la tapa es más sencilla de fabricar que la construcción *a* que exige moldeo de machos. No obstante, el aspecto exterior de la última construcción es más bonito: la lisura de los contornos exteriores aligera el mantenimiento del estado limpio de la máquina.

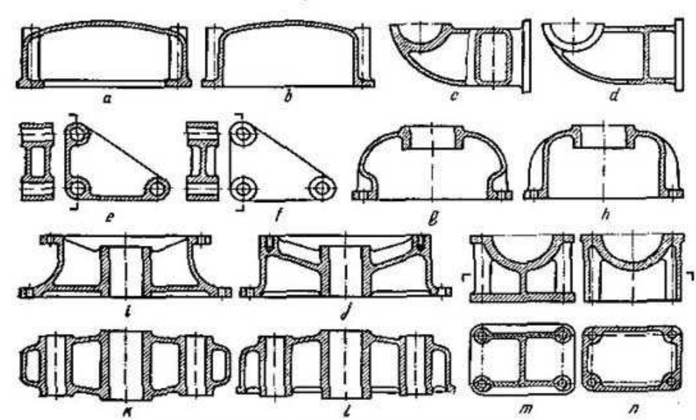


Fig. 66. Moldeo con machos y sin machos:

a, *b*, tapa; *c*, *d*, soporte; *e*, *f*, palanca; *g*, *h*, cuerpo; *i*, *j*, reductor; *k*, *l*, rotor; *m*, *n*, cuerpo de cojinete

La construcción abierta *l* de carrusel es más sencilla; su fabricación es más barata. Sin embargo, la construcción en forma de caja *k* que exige el empleo de machos, es considerablemente más sólida y rígida.

En los otros casos, por el contrario, la más barata construcción resulta más resistente y cómoda. Así, el cuerpo del cojinete de moldeo sin macho (vista *n*) es más resistente y bonito que el de macho (vista *m*).

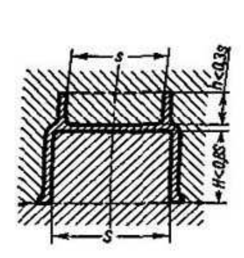


Fig 67. Para la determinación de la altura de los lingotes

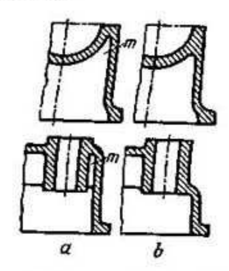


Fig. 68. Refuerzo de los elementos no resistentes de forma

El moldeo de los planos interiores con ayuda de lingotes, se limita por la altura límite de los lingotes. Con una composición ordinaria de las mezclas de moldeo, se aconseja hacer la altura de los lingotes inferiores $H < 0{,}8\ S$, en tanto que la de los lingotes superiores (colgantes) $h < 0{,}3\ s$, donde S y s son respectivamente los diámetros medios de los lingotes (fig. 67). En el caso de moldes endurecidos (mezclas de moldeo con bentonita, con adhesivos, superficialmente secados, moldes que solidifican químicamente, etc.), así como en el caso de moldeo mecánico, la altura de los lingotes puede aumentarse un 30—50%, en contra de las correlaciones expuestas.

En la construcción de las piezas de fundición no deben haber cavidades angostas, bolsas profundas de pequeña sección, etc. (fig. 68, vistas *a*). Este tipo de cavidades se llenan mal con la mezcla de moldeo; en el molde, éstas forman los salientes *m* de cinta o de columna no sólidos que se desmoronan al extraer los modelos y se derrumban fácilmente con la presión del metal líquido. En las vistas *b* se muestran los procedimientos para su liquidación.

3.2.4 Machos

Al diseñar cavidades interiores conviene atribuir al macho una configuración que asegure su extracción libre de la caja.

En la figura 69, *a* se expone un ejemplo de fabricación de machos con objeto de formar en la pieza una cavidad cilíndrica con nervios interiores. Por la configuración del macho es posible la separación

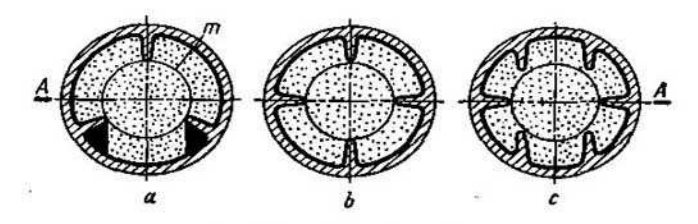


Fig. 69. Moldeo de machos

sólo en el plano $A—A$ (como consecuencia de la presencia del nervio anular *m*, en la cavidad). Los nervios forman rebajes en la caja; en estos casos hay que ejecutar los machos de partes aisladas y adherirlas, lo que complica la fabricación y reduce la exactitud de la fundición. En las construcciones racionales *b* y *c*, los nervios están situados en el plano de separación o perpendicularmente a éste; el macho sale libremente de la caja.

Surgen dificultades particulares al moldear los machos en las construcciones con ejes cruzados. En la figura 70, *a* se representa un conducto que es un tubo cilíndrico principal *m* con tubuladuras cilíndricas en forma de gota *n*, cuyos ejes están desplazados respecto al eje del tubo.

En esta construcción el macho no se somete al moldeo. Cualquiera que sea la disposición del plano de separación de la caja de machos: horizontal (plano *A* — *A*, vista *b*), vertical (plano *B* — *B*, vista *c*) o, mucho más, inclinado, se forman rebajes (en la figura son los sectores rayados o ennegrecidos).

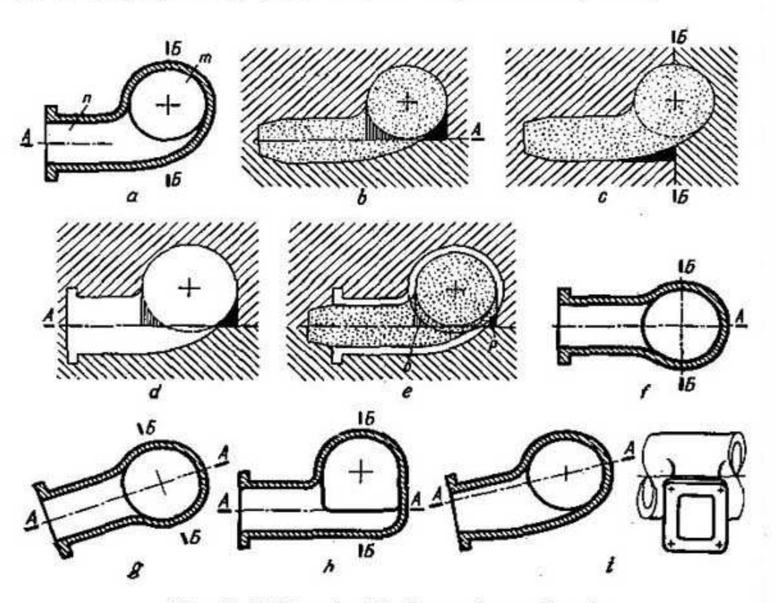


Fig. 70. Moldeo de tuberías en forma de gota

Al conformar modelos en molde con separación por el plano *A* — *A* (vista *d*) también surgen rebajes. El molde no se monta. A la unión de los semimoldes superior e inferior obstaculiza el macho (sectores *n*, *p* en la vista *e*).

La coincidencia de los ejes del tubo y de la tubuladura (vistas *f*, *g*) permite conformar el macho en la caja con separación en el plano *A* — *A* o *B* — *B*. El modelo se conforma en el caso de separación del molde, por el plano *A* — *A*.

Si es necesario mantener el encruzamiento de los ejes, hay que variar la configuración del tubo conforme a la vista *h*. Entonces el macho se conforma con separación de la caja de machos en plano *A* — *A* o *B* — *B*, y el modelo, con separación del molde en el plano *A* — *A*.

En la construcción *i* a las tubuladuras se les ha dado una sección rectangular. La conformación del macho y del modelo son posibles en el caso de separación por el plano *A* — *A* o por cualquier otro plano que pase a lo largo de las tubuladuras y situado en los límites del sector rectilíneo de las paredes laterales de la tubuladura. El conducto, en este caso, conserva la forma prevista.

3.2.5 Colocación de los machos en el molde

La configuración de las cavidades interiores debe permitir la colocación libre de los machos en el molde. Como ejemplo de la imposibilidad del montaje del molde puede servirnos la construcción del conducto de forma de gota (véase la fig 70, *e*).

En la figura 71, *a* se representa la culata de un motor de combustión interna con alojamiento para la bujía, formado por el macho de consola *1*. Al montar el modelo, el macho instalado en el semimolde superior, choca contra el macho *2* (en el sector *m*), que forma la camisa de agua de la culata y que va instalado previamente en el semimolde inferior.

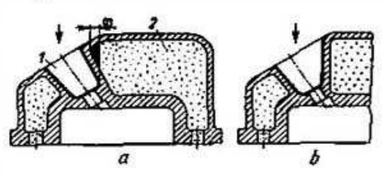


Fig. 71. Cómo garantizar el montaje del molde

En la construcción correcta (vista *b*) al alojamiento se le ha dado una configuración que permite la colocación del semimolde superior sin obstáculo.

3.2.6 Salida de los gases

Al diseñar cavidades interiores, se debe asegurar la salida de los gases que se desprenden de los machos al colar el metal.

En la figura 72, *a* se expone un ejemplo de una construcción no satisfactoria. Los gases que se desprenden de la parte superior del macho forman sopladuras de gas en los sectores *m*.

Es necesario prever los agujeros *n* (tapándolos después) para la salida de los gases (vista *b*).

Es mejor dar a la parte superior de la pieza de fundición una forma abovedada (vista *c*) que garantice la salida de los gases a través de la portada de macho superior.

Fig. 72. Cómo garantizar la salida de los gases del macho

El procedimiento tecnológico para prevenir las sopladuras de gas consiste en aplicar mezclas para machos de fundición con poca formación de gases.

3.2.7 Machos en forma de cinta

Los machos delgados, para aumentar la resistencia mecánica, se suelen reforzar con armadura de alambre. La necesidad de sacar la armadura, al extraer el macho, limita la sección mínima del macho y exige una disposición meditada de las ventanas para las portadas de macho.

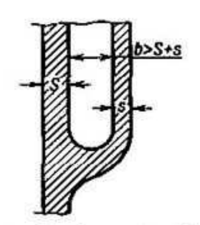


Fig. 73. Para la determinación del ancho mínimo de las cavidades que se moldean con machos

El espesor del macho armado de alambre, para las fundiciones de dimensiones pequeñas y medianas, debe ser no menor de 6 mm. En los puentes locales se admite el adelgazamiento del macho hasta 5 mm.

Se aconseja hacer el ancho de las cavidades no menor de $b = S + s$, donde S y s son los espesores de las paredes que forman la cavidad (fig. 73). Es mejor atribuir a los machos el máximo espesor tolerable por las condiciones de las dimensiones exteriores.

3.2.8 Unificación de los machos

Al construir piezas con varios machos, de configuración aproximadamente igual se recomienda unificarlos, procurando reducir su nomenclatura.

En la figura 74 se muestra un ejemplo de unificación de machos para el cárter de un motor de émbolo de una fila. En la construcción *a*, las cavidades interiores del cárter se forman por machos de tres tipos *1*, *2*, *3*. El cambio insignificante de la configuración de la pared posterior del cárter (vista *b*) permite reducir el número de tipos de machos a dos (*1*, *2*).

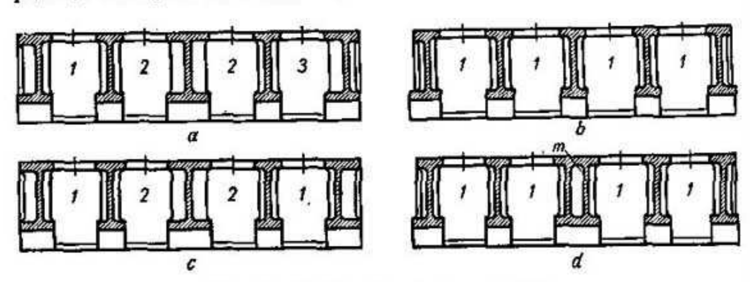


Fig. 74. Unificación de los machos

Puede reducirse el número de tipos de machos hasta 1 (vista *c*). No obstante, esto está asociado con la disminución de la longitud del cojinete medio del cárter, que en las máquinas de semejante tipo está más cargado que los demás cojinetes y, por eso, debe ser más largo que ellos.

En la construcción *d* están unificados todos los machos de grandes dimensiones. El alargamiento del cojinete del medio se alcanza introduciendo el macho complementario *m*, que da al tabique del cojinete la forma de caja.

3.2.9 Sujeción de los machos en el molde

En las fundiciones con las cavidades inferiores abiertas los machos se colocan en la base, en la caja de moldeo inferior (fig. 75, *a*). Los machos que conforman las cavidades superiores, se suspenden en la caja de moldeo superior del cono invertido (vista *b*) o con

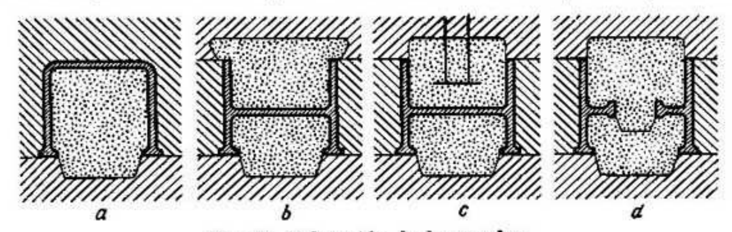


Fig. 75. Colocación de los machos

ayuda de alambre (vista *c*) sujeto a una barra apoyada en la caja de moldeo superior. Es mejor apoyar el macho superior en el inferior a través de la ventana en la pared horizontal de la fundición (vista *d*).

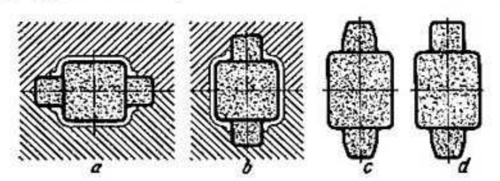


Fig. 76. Portadas de macho

En las cavidades cerradas los machos se sujetan en las *portadas de macho* que representan salientes conformados junto con el macho. Estos salientes se instalan en los alojamientos formados en el molde por los correspondientes salientes en el modelo. Por condiciones de montaje las portadas de macho se colocan en el plano de separación del molde (fig. 76,*a*) o perpendicularmente a éste (vista *b*).

Las portadas de macho se ejecutan cilíndricas (vistas *a*, *b*) o cónicas (vista *c*). Estas últimas garantizan una colocación más exacta del macho en sentido transversal, pero la fijación axial resulta menos determinada que en el caso de portadas de macho cilíndricas que se apoyan con sus extremos en los alojamientos del molde. Con frecuencia, se aplica la combinación de portadas de macho cilíndricas y cónicas (vista *d*), con la particularidad de qué las portadas de macho cilíndricas se instalan con el tope del extremo plano en sentido de la fuerza axial que actúa en el macho durante la colada.

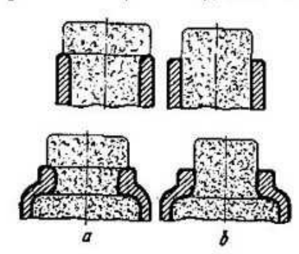


Fig. 77. Formas de portadas de macho

Para simplificar la fabricación se aconseja evitar redondeos en los extremos de los agujeros de la pieza (fig. 77, vistas *a*), haciendo la portada de macho lisa (vistas *b*).

Habitualmente para sujetar las portadas de macho se utilizan los agujeros que existen en la pieza. En las fundiciones con cavidades interiores cerradas, los machos se fijan con ayuda de portadas de macho especiales que se sacan por los agujeros en las paredes de la fundición. En el producto terminado los agujeros pueden dejarse abiertos, si esto es admisible por la designación funcional de la pieza. Los agujeros que estropean el aspecto exterior de la pieza, asimismo los agujeros de las cavidades que deben ser herméticas, se obturan.

Para aumentar la rigidez de la sujeción y simplificar la expulsión de los machos, a los agujeros para portadas de macho se les debe dar las máximas dimensiones admisibles sin debilitar sustancialmente la pieza y sin perjudicar su aspecto exterior.

La disposición de las portadas de macho debe garantizar la colocación estable y, en lo posible, precisa del macho en todas las tres mediciones. La sujeción debe ser suficientemente sólida para que soporte el peso del macho y durante la colada resista la acción dinámica del flujo de metal y de las fuerzas hidrostáticas que provocan la emergencia del macho, debido a la diferencia de los pesos específicos del metal líquido y del material del macho. La fuerza hidrostática es la que prácticamente mayor valor tiene.

La fuerza elevadora hidrostática que actúa en el macho que se encuentra en el metal líquido es igual a

$$P = V(\gamma_m - \gamma_{ma}). \qquad (3)$$

donde V es el volumen del macho; γ_m y γ_{ma} son respectivamente los pesos específicos del metal y del material del macho.

Supongamos que el volumen del macho es igual a 15 dm³; $\gamma_m = 7{,}4$ kgf/dm³ (fundición líquida); $\gamma_{ma} = 1{,}4$ kgf/dm³ (macho seco). La fuerza hidrostática $P = 15\,(7{,}4 - 1{,}4) \approx 100$ kgf, es decir, excede el peso del macho ($G = 1{,}5 \cdot 1{,}4 = 21$ kgf) aproximadamente 5 veces.

Para evitar la emergencia es necesario disponer las portadas de macho con tope en la parte superior del molde.

Es inadmisible la sujeción de consola de los machos con gran voladizo de la consola respecto del punto de sujeción (fig. 78, vistas *a*), ya que las fuerzas hidrostáticas arrancan los machos del alojamiento. Conviene sujetar estos machos en dos puntos (vistas *b*).

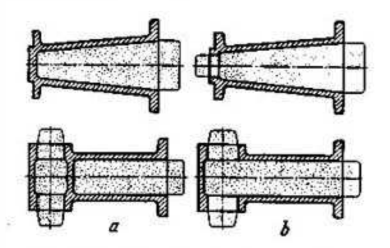


Fig. 78. Sujeción de los machos

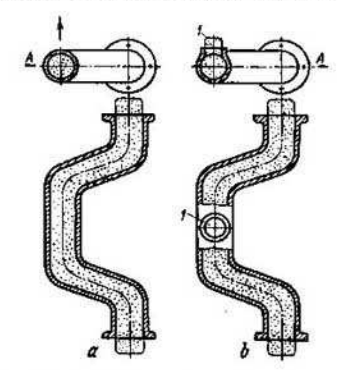


Fig. 79. Sujeción del macho de una tubería curvilínea

El macho de un conducto curvilíneo (fig. 79,*a*), bajo la acción de las fuerzas hidrostáticas aplicadas al centro de la flotabilidad del macho, gira en torno de las portadas de macho, como alrededor del eje. Es necesario introducir un sostén suplementario en forma de portada de macho *1* situado en la parte curvada de la tubería (vista *b*).

A veces los machos se fijan contra el pandeo, la emergencia y los desplazamientos laterales con ayuda de *soportes de macho*, es decir, de grapas metálicas o de espárragos con patas, una de las cuales se apoya en el molde y la otra en el macho. Durante la colada los soportes de macho se funden con el metal. En la fundición de acero y de hierro colado éstas se hacen de acero, en caso de fundición de metal no ferroso, se hacen del mismo metal que la fundición.

El empleo de soportes de macho altera la homogeneidad del metal de las paredes y disminuye la resistencia mecánica de las piezas de fundición. No se deben aplicar los soportes de macho en las cavidades, de las cuales se exige hermeticidad.

En la figura 80 se muestran variantes de sujeción de un macho cilíndrico macizo que forma la cavidad de una pieza tipo armazón cilíndrica. La disposición de las portadas de macho en el plano de separación del molde (vista *a*) no garantiza la salida de los gases de la mezcla para machos de fundición. Al disponer las portadas de macho en el semimolde inferior (vista *b*) el macho no se sujeta contra la emergencia; la salida de los gases no se garantiza. En la construcción correcta *c* el macho está fijo por portadas de macho

en todas las direcciones; las portadas de macho superiores garantizan al mismo tiempo, la ventilación del macho.

Para la sujeción estable del macho se debe prever algunas portadas de macho de dos en dos por la periferia (mejor que sean tres). Para facilitar el desmoldamiento de la masa de macho es conveniente

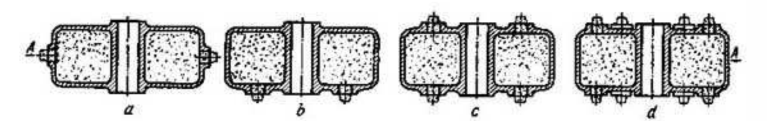


Fig. 80. Disposición de las portadas de macho

disponer las portadas de macho de dos en dos por un eje. En las piezas con machos de gran extensión, los agujeros para las portadas de macho conviene disponerlas en orden escaqueado (vista *d*).

Las portadas de macho no deben molestar el montaje del molde. En la figura 81 se muestra una pieza tipo armazón con cavidad interior formada por el macho. Al disponer las portadas de macho

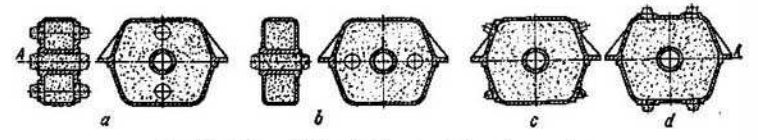


Fig. 81. Disposición de las portadas de macho

según la figura 81,*a* y con la posición del plano de separación indicada en la figura la montura del molde es prácticamente imposible. En la construcción correcta (vista *b*) las portadas de macho están situadas en el plano de separación.

En las vistas *c*, *d* se muestra, para esta misma pieza, la derivación de las portadas de macho a las paredes laterales.

La disposición de las portadas de macho bajo un ángulo al plano de separación (vista *c*) hace el molde no montable. Es correcta la disposición de las portadas perpendicularmente al plano de separación (vista *d*).

3.2.10 Agujeros para las portadas de macho

Los bordes de los agujeros para las portadas de macho, como regla general, se refuerzan con rebordes (*con coladas*) para compensar el debilitamiento de la resistencia mecánica de las paredes. En las

piezas de hierro colado los rebordes previenen el temple de fundición en concha producido por el rápido enfriamiento de los bordes de los agujeros.

Los planos de unión de la portada de macho con el macho, así como del paso de la portada de macho en el alojamiento del molde es mejor hacerlo perpendicularmente al eje de la portada.

En la figura 82, *c* se muestra la disposición correcta de los agujeros en las paredes inclinadas, y en la figura 82, *a*, *b*, su disposición incorrecta.

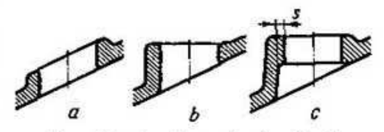


Fig. 82. Agujeros de fundición

Para simplificar la ejecución de las portadas en el macho y para evitar el debilitamiento de las paredes de la pieza fundida durante los desplazamientos casuales de las portadas de macho, los agujeros para estas últimas deben ser distanciados de las paredes próximas a la distancia $s \approx 4 \div 5$ mm (vista *c*).

Fig. 83. Procedimientos para obturar los agujeros de fundición

En la figura 83 se representan procedimientos de obturación de los agujeros para las portadas de macho.

Los agujeros cilíndricos de pequeño diámetro (hasta 60 mm) se obturan con tapones roscados (vistas *a*—*f*).

La hermeticidad se logra colocando juntas (vistas *a*, *d*), aplicando rosca cónica (vistas *b*, *c*) o rosca fileteada «a la salida» apretada hasta que el último hilo penetre en el agujero roscado (vista *h*). La rosca se engrasa con composiciones hermetizantes. Para las piezas que trabajan a altas temperaturas, se emplean compuestos termorresistentes (esmaltes de siloxano).

Para mejorar el aspecto exterior, los elementos para el enrosque de los tapones ciegos se suelen ejecutar del tipo de cabeza perdida (vistas *c*, *d*). Los hexaedros y tetraedros después del enrosque se cortan al nivel de los bordes del agujero (vista *b*).

Las ventanas de gran dimensión o de forma perfilada se cierran con placas sujetas con rosca o con tapas de fundición (vista *g*).

Los tapones ciegos roscados se retienen del desenrosque, por medio de acuñamiento o laminación (vista *i*).

En las piezas de fundición hechas de metales plásticos (fundición de acero o de metales no ferrosos) los tapones ciegos se sujetan con abocardado (vista *j*). Para el centrado de la herramienta de abocardar, en los tapones ciegos deben preveerse agujeros centrales *m*.

Los tapones ciegos deformables esféricos (vista *k*) se fabrican de acero plástico pobre en carbono. El tapón ciego se lamina al colocarlo, con la particularidad de que sus bordes se indentan en las paredes del agujero formando una unión sólida y hermética. Se emplean también tapones ciegos abocardados por el lado exterior (vista *l*) o por el interior (vista *m*). En las piezas de acero los tapones ciegos se sujetan con soldadura (vista *n*). Pueden colocarse los tapones ciegos con adhesivos epoxídicos (vistas *o*, *p*).

De los procedimientos considerados se debe dar preferencia a las construcciones que requieren el mínimo tratamiento mecánico, por ejemplo, para los agujeros de poco diámetro correspondientes a los tapones de rosca cónica.

Para los agujeros situados por el exterior, tiene gran significación la lisura de la superficie. No son deseables las profundidades o bolsas que forman cúmulos de suciedad (vistas *e*, *f*, *l*, *n*). En esta relación son más convenientes las construcciones *m*, *n*, *p*).

3.3 Simplificación de la configuración de las fundiciones

Para abaratar la producción y elevar la exactitud de la fundición conviene simplificar la configuración de las fundiciones. Se aconseja formar los contornos de las piezas y de las cavidades interiores con líneas simples: rectas, arcos de círculo, etc.

El soporte representado en la figura 84, *a* tiene una configuración de perfil y sección transversal injustificadamente compleja. La formación de transiciones entre las secciones es complicada; es difícil

también mantener las transiciones iguales en el modelo y la caja de machos, por eso, es inevitable una fundición de paredes desigua-

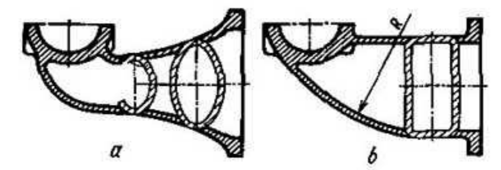


Fig. 84. Simplificación de la forma de las piezas de fundición

les. En la construcción racional *b*, a las secciones se les ha atribuido una forma rectangular sencilla.

3.4 Disgregación de las piezas de fundición

Las piezas de fundición de grandes dimensiones y complejas es mejor dividirlas en partes.

En el cuerpo de un reductor vertical (fig. 85, *a*) debido a la inclinación en el fondo se necesita la colada en machos exteriores.

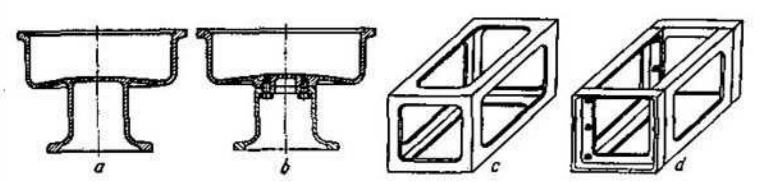


Fig. 85. Disgregación de las piezas de fundición

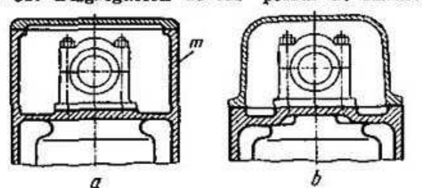


Fig. 86. Simplificación de las piezas de fundición

Al dividir el cuerpo (vista *b*) sus partes adquieren la forma sencilla de fundiciones abiertas que se conforman sin aplicar machos.

En las vistas *c*, *d* se muestra un ejemplo de disgregación de un bastidor, en bancadas planas de forma simple.

En los conjuntos compuestos de varias piezas de fundición se aconseja simplificar la fundición de la pieza de mayor dimensión y más compleja, complicando algo la pieza a empalmar más sencilla. En la construcción del bloque de un motor de combustión interna (fig. 86, *a*) la unificación de las paredes *m* con la tapa (vista *b*)

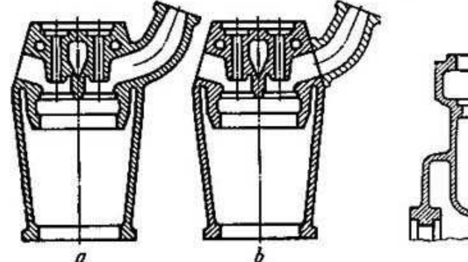


Fig. 87. Simplificación de las piezas de fundición

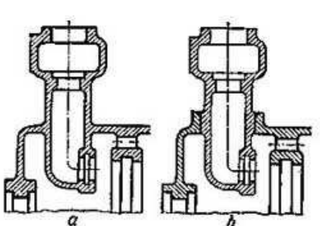


Fig. 88. Construcciones completamente de fundición (*a*) y soldada-fundida (*b*)

simplifica considerablemente la fundición y el tratamiento mecánico del bloque y facilita el acceso a los mecanismos de distribución.

Se aconseja hacer separables (vista *b*) las partes salientes de las piezas tipo armazón (fig. 87, *a*).

En la figura 88, *a*, *b* se muestra un ejemplo de cómo simplificar una fundición de acero, empleando la construcción soldada-fundida.

3.5 Inclinaciones de moldeo

Para que sea más fácil extraer el modelo del molde, a las superficies perpendiculares al plano de separación se les dan *inclinaciones de moldeo* (*de fundición*).

Tabla 8

Inclinaciones de moldeo estandartizadas

Altura sobre el plano de separación h, en mm	Angulo de inclinación de la pared α	Inclinación ($\text{tg}\,\alpha$)	$h\ \text{tg}\,\alpha$, en mm
Hasta 20	3°	0,052	Hasta 1
20-50	1°30′	0,026	0,5-1,25
50-100	1°	0,0175	0,9-1,8
100-200	45′	0,013	1,3-2,6
200-800	30′	0,010	2-8
800-2000	20′	0,006	5-12
Más de 2000	15′	0,004	Más de 8

En la tabla 3 se exponen inclinaciones estandartizadas según sea la altura h de la superficie sobre el plano de separación y el correspondiente desplazamiento transversal de los puntos extremos de la superficie h tg α.

La magnitud de las inclinaciones estandartizadas en los dibujos industriales no se rotula y las piezas se trazan sin inclinaciones.

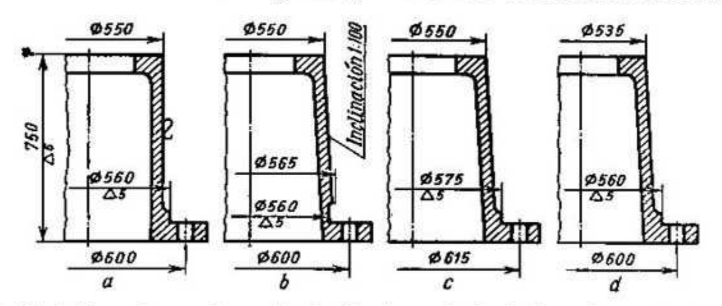


Fig. 89. Influencia que ejercen las inclinaciones de fundería en la construcción

No obstante, las inclinaciones se deben tener en cuenta al diseñar piezas que tengan gran altura (en dirección perpendicular al plano de separación).

En una pieza cilíndrica (fig. 89, *a*) la brida se tornea hasta el diámetro de 560 mm, es decir, en 10 mm más que el diámetro de la superficie bruta que es de 550 mm. Esta configuración no es ejecutable, ya que a una inclinación estandartizada de 1 : 100, el diámetro de la superficie bruta en la base del cilindro

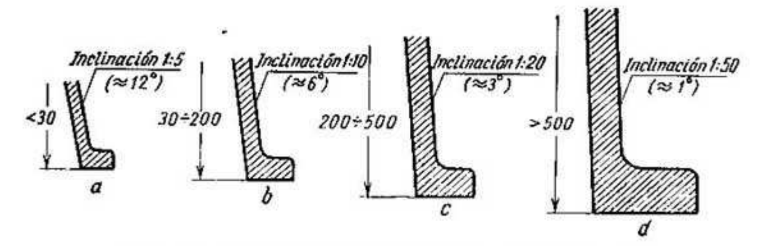


Fig. 90. Inclinaciones constructivas estandartizadas

es igual a $550 + 2 \cdot 750 \cdot 0{,}01 = 565$ mm y la herramienta penetra demasiado en la pared (vista *b*). Es necesario aumentar el diámetro de la superficie a elaborar hasta 575 mm, lo que trae consigo el aumento del diámetro de disposición de los tornillos de 600 a 615 mm (vista *c*) o (si la configuración de la brida se ha prefijado) disminuir el diámetro de la parte superior del cilindro hasta 535 mm (vista *d*).

En las piezas de fundición de grandes dimensiones es mejor rotular la magnitud de la inclinación o, más preferente, prever *inclinaciones constructivas* que excedan las inclinaciones de moldeo. No es obligatorio regirse por las inclinaciones constructivas estandartizadas (fig. 90). Conviene determinar la forma de la pieza de la condición

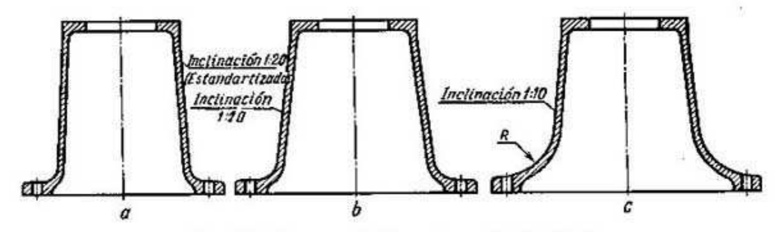


Fig. 91. Formas de las piezas de fundición

de la rigidez y resistencia mecánica máxima, asimismo del aspecto exterior bonito, teniendo en cuenta las condiciones del moldeo, de la colada y del tratamiento mecánico.

En la figura 91, *a-c* se muestran ejemplos de cómo componer una pieza de fundición en orden de rigidez creciente, y mejoramiento de las condiciones de fundición.

3.6 Contracción

Se llama contracción a la reducción de las dimensiones de la pieza de fundición al enfriarse ésta. *La contracción lineal* (en tantos por ciento) es igual a

$$\frac{L-L_0}{L_0} = \alpha (t_s - t_0)\ 100\%$$

donde L es la dimensión de la fundición a la temperatura t_s de solidificación del metal (punto de solidus); L_0 es la dimensión después del enfriamiento hasta la temperatura del local del taller t_0; α es el valor medio del coeficiente de dilatación lineal del metal en el intervalo $t_s - t_0$.

El coeficiente de dilatación lineal tiene una magnitud característica para cada metal, que disminuye algo con la disminución de la temperatura y varía a saltos durante las transformaciones fásicas en el proceso de enfriamiento (aumento del volumen durante la perlitización de los aceros, perlitización y grafitización de las fundiciones grises en el intervalo de la transformación eutectoide 720—730° C).

La contracción volumétrica caracteriza el cambio (en tanto por ciento) del volumen de la fundición al enfriarse. Sobre la base de la expresión anterior

$$\frac{V-V_0}{V_0}=\left(\frac{L}{L_0}\right)^3-1=[1+\alpha(t_s-t_0)]^3-1\approx 3\alpha(t_s-t_0),$$

es decir, la contracción volumétrica es aproximadamente 3 veces mayor que la lineal.

La contracción es uno de los índices fundamentales de las cualidades lineales del material y junto con otras propiedades (fluidez, capacidad calorífica, conductibilidad térmica, oxidabilidad, tendencia a la formación de licuaciones) determina la validez del metal para la fundición.

Cuanto menor sea la contracción tanto mayor será la exactitud de las dimensiones de la fundición y tanto menor será el peligro de que aparezcan tensiones de contracción, rechupes, grietas y alabeos de la fundición.

La contracción lineal de las aleaciones de fundición principales tiene los siguientes valores:

Material	Contracción lineal, en %
Arrabios fosforosos	0,7—0,8
Fundiciones grises	1—1,2
Fundiciones de alta resistencia	1,5—1,8
Aceros al carbono	1,8—2
Aceros aleados	1,8—2,5
Bronces fosforosos	0,6—0,8
Bronces de estaño	1,3—1,6
Bronces de aluminio	2—2,2
Aleaciones a base de aluminio y cobre	1,4—1,5
Aleaciones a base de aluminio y magnesio	1,2—1,3
Aleaciones a base de aluminio y silicio	1—1,2
Aleaciones a base de magnesio	1,5—1,7

Los índices aportados se refieren al caso de *contracción libre* y se determinan en las probetas fundidas en moldes horizontales abiertos. La contracción efectiva depende de la resistencia ejercida por las partes interiores del molde a la reducción de las dimensiones de la fundición (*contracción restringida*). Con muchos rígidos la contracción puede disminuir en un 30—50% en comparación con la contracción libre, pero, en este caso, en las paredes de las piezas de fundición surgen tensiones de contracción elevadas.

La contracción de la pieza de fundición se tiene en cuenta por la corrección de las dimensiones del molde, utilizando, al preparar los modelos y las cajas de machos, *metros de contracción* con dimensiones aumentadas en comparación con las normales en la magnitud de la contracción.

3.7 Tensiones interiores

Las tensiones interiores surgen en las paredes de la pieza fundida, la contracción de las cuales se frena por la resistencia de los elementos del molde o por la acción de las paredes contiguas. Las cavidades de contracción y las porosidades aparecen en las partes de la fundición que se enfrían últimamente, es decir, en los engrosamientos y partes macizas, la extracción del calor de las cuales es dificultosa (conjuntos calientes).

Las tensiones interiores elevadas provocan el torcimiento de la pieza de fundición y pueden producir la formación de grietas.

En el curso del tiempo las tensiones interiores se redistribuyen y parcialmente se dispersan debido a los procesos difusivos que transcurren lentamente (*envejecimiento natural*). Al cabo de un largo lapso de tiempo (2—3 años), la pieza varía su forma inicial, lo que es inadmisible para las máquinas de precisión (por ejemplo, las máquinas herramienta).

Las tensiones de contracción surgen sólo en las fases de enfriamiento, cuando el metal pierde la plasticidad (para el hierro colado, en el intervalo de 500—600° C, para el acero, de 600—700° C). A temperaturas más altas la variación de las dimensiones se compensa por el flujo plástico del metal; aquí la contracción se manifiesta sólo en el adelgazamiento de las paredes.

En una fundición en forma de caja de longitud L y de ancho l (fig. 92, *a*) el tabique interior (en la figura está ennegrecido) se enfría más lentamente que las paredes horizontales. Supongamos que en el momento considerado el tabique tiene una temperatura t_1 correspondiente a la temperatura de paso del metal del estado plástico al elástico, y las paredes tienen una temperatura más baja t_2, a la cual el metal ya se encuentra en estado elástico.

Durante el ulterior enfriamiento por debajo de la temperatura t_1 el material del tabique se endurece y, reduciéndose, experimenta distensión. Ya que la reducción tiene lugar en dos direcciones (por los ejes x e y), en el tabique, al final del enfriamiento, surgen tensiones biaxiales de distensión y en las paredes, tensiones reactivas de compresión.

Si, por el contrario, la temperatura del tabique en el momento inicial es inferior a la de las paredes (vista *b*), entonces al final del enfriamiento en el tabique surgen tensiones biaxiales de compresión y en las paredes, de distensión.

Como regla general, los sectores de la fundición que se enfrían antes, se someten *a la compresión*, y los que se enfrían más tarde, *a la distensión*.

Determinemos la magnitud de las tensiones de contracción para el caso en que el tabique se enfría más tarde (véase la figura 92, *a*). Limitémonos en considerar las deformaciones por el eje x.

Al final del enfriamiento el tabique debería acortarse en la magnitud $\lambda_1 = \alpha l\ (t_1 - t_0)$, y las paredes, en una magnitud menor $\lambda_2 = \alpha l\ (t_2 - t_0)$, donde l es la longitud de las paredes por el eje x; t_0 es la temperatura final de enfriamiento. La diferencia

$$\Delta\lambda = \lambda_1 - \lambda_2 = \alpha l\ (t_1 - t_2)$$

determina la magnitud de las tensiones en la pieza de fundición.

Conforme a la ley de Hook

$$\Delta\lambda = \alpha l\,(t_1 - t_2) = \frac{Pl}{EF_1} + \frac{Pl}{EF_2},$$

donde P es la fuerza que surge en el sistema; E es el valor medio del módulo de elasticidad normal en el intervalo de las temperaturas $t_1 - t_0$; F_1 y F_2 son

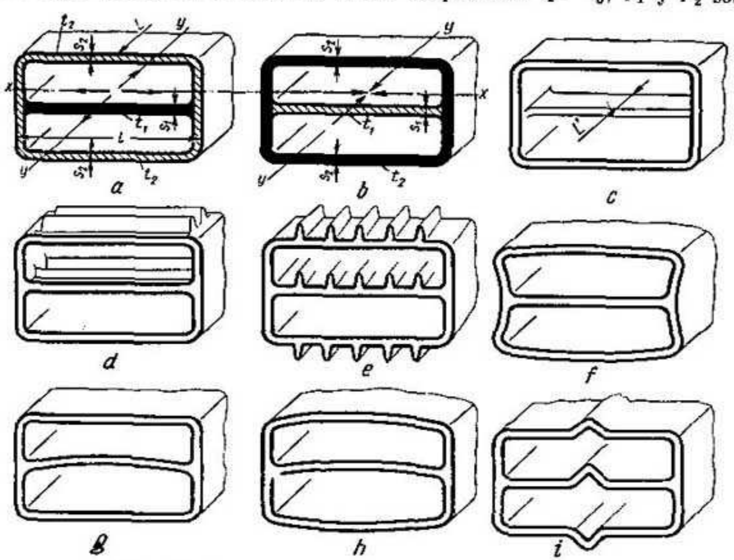


Fig. 92. Surgimiento de tensiones de contracción

respectivamente las áreas de las secciones del tabique y las paredes, normales al eje x ($F_1 = s_1L$; $F_2 = 2s_2L$).

La fuerza P es igual a

$$P = \frac{E\alpha\,(t_1 - t_2)}{\dfrac{1}{F_1} + \dfrac{1}{F_2}}.$$

La tensión de distensión en el tabique es

$$\sigma_1 = \frac{P}{F_1} = \frac{E\alpha\,(t_1 - t_2)}{1 + \dfrac{F_1}{F_2}}.$$

La tensión de compresión en las paredes es

$$\sigma_2 = \frac{P}{F_2} = \frac{F\alpha\,(t_1 - t_2)}{1 + \dfrac{F_2}{F_1}}.$$

La relación de las tensiones es

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_2}=\frac{F_2}{F_1}.$$

Como se ve por estas expresiones las tensiones son directamente proporcionales al producto $E\alpha$, las diferencias de temperaturas $t_1 - t_2$ dependen de la correlación de las áreas de las secciones F_1/F_2 del tabique y de las paredes, pero no dependen de su longitud l.

Para disminuir las tensiones en el tabique es mejor aumentar su espesor y disminuir el grosor de las paredes horizontales. Es peligroso el caso de que sean delgados y angostos ($L' < L$) los enlaces interiores (vista *c*), en los cuales se desarrollan altas tensiones de distensión (si éstos se enfrían más tarde que las paredes) o de compresión (si se enfrían antes).

La magnitud y el reparto de las tensiones pueden regularse también introduciendo nervios. Se debe tener en cuenta que los nervios transversales (vista *d*) ejercen influencia en la magnitud de las tensiones de contracción sólo por el eje x y los nervios longitudinales (vista *e*), sólo por el eje y.

Bajo la acción de las tensiones, las paredes de la pieza de fundición se deforman, como se muestra en la vista *f* (caso de tabique que se enfría más tarde). La magnitud de las tensiones puede reducirse considerablemente, si se da a la pieza de fundición ductilidad en el sentido de la contracción. Por ejemplo, para disminuir las tensiones de contracción por el eje x es mejor hacer el tabique curvilíneo (vista *g*) o hacer el tabique y las paredes horizontales curvilíneos (vista *h*) o bien introducir amortiguadores de contracción (vista *i*). Para disminuir las tensiones de contracción simultáneamente por los ejes x e y, conviene atribuir al tabique y a las paredes una forma biabovedada.

La causa de origen de las tensiones de contracción es la diferencia de temperaturas de las paredes. Siendo $t_1 = t_2$ las tensiones son nulas. En esto se basa el procedimiento de solidificación *simultánea*. Garantizando el enfriamiento uniforme de la pieza de fundición, con el cual la temperatura de las paredes en cada momento dado es la misma, puede obtenerse una pieza de fundición libre de tensiones de contracción.

3.8 Solidificación simultánea

La solidifación simultánea se logra con un complejo de medidas tecnológicas y constructivas.

Al proyectar las piezas de fundición por el principio de solidificación simultánea (fig. 93, *a*) hay que regirse por las siguientes reglas:

1) las paredes de la pieza de fundición deben tener en lo posible espesor uniforme;

2) a los elementos de la pieza de fundición que se enfrían en condiciones de pérdida de calor disminuida (paredes interiores), conviene hacer las secciones disminuidas para acelerar la solidificación;

3) las transiciones entre las paredes de distinto espesor deben ser suaves;

4) las paredes de la pieza de fundición no deben tener quebraduras bruscas; al variar la dirección las paredes deben estar unidas por transiciones suaves;

5) es necesario, en lo posible, evitar las acumulaciones locales de metal y partes macizas;

6) es mejor ejecutar los sectores de unión de las paredes con las partes macizas haciendo el engrosamiento de pendiente suave hacia las partes macizas o reforzarlos con nervios.

Es conveniente aumentar la ductilidad de la pieza de fundición en el sentido de las deformaciones de contracción, dando a las paredes formas abovedadas, introduciendo amortiguadores térmicos, etc.

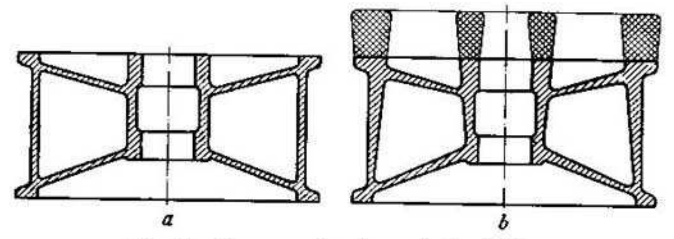


Fig. 93. Esquemas de piezas de fundición:
a, de solidificación simultánea; *b*, de solidificación dirigida

Tecnológicamente, la uniformidad del enfriamiento se asegura controlando activamente la velocidad de enfriamiento. Las partes macizas de la pieza de fundición, asimismo los sectores con extracción de calor empeorada, se enfrían con ayuda de frigoríficos metálicos, interposiciones de composiciones de moldeo termoconductoras (mezclas de moldeo con cromita, magnesita, etc.).

La formación de cavidades de contracción y porosidades en los sectores macizos se previene alimentando con metal líquido los conjuntos que se enfrían más tarde (instalación de salientes alimentadores, de bebederos y respiraderos complementarios, introducción de mazarotas).

El frenado de la contracción por los elementos interiores del molde se elimina aplicando mezclas de moldeo dúctiles, machos porosos, celulares y huecos.

Las tensiones residuales se eliminan con el tratamiento térmico estabilizador. Las piezas de hierro colado se someten al *envejecimiento artificial* (mantenimiento de 5—6 h a 500—550° C con el ulterior enfriamiento lento en horno). Antes del envejecimiento se realiza el desbaste de las piezas de fundición. El tratamiento mecánico definitivo se hace después del envejecimiento.

Las piezas sometidas al envejecimiento artificial prácticamente no varían sus dimensiones en la explotación.

Un procedimiento efectivo para eliminar las tensiones interiores y aumentar la calidad de la pieza de fundición reside en el *enfriamiento controlado* de la misma. Se cuela el metal en moldes recalentados. Después de la solidificación (punto de solidus) el molde se enfría lentamente, dándole un mantenimiento a tempe-

raturas de transformaciones fásicas, cuando tienen lugar los máximos cambios de volumen, así como a temperaturas de paso del estado plástico al elástico.

Este procedimiento elimina el origen de las tensiones de contracción, ya que en cada momento dado la temperatura de todas las partes de las piezas de fundición es la misma. Las tensiones condicionadas por el frenado del molde se previenen aplicando machos dúctiles.

El calentamiento del molde antes de la colada extrae la humedad, los vapores y los gases de la mezcla de moldeo, que durante la colada en los moldes fríos provocan sopladuras de gas y de vapor y porosidades.

El coste del proceso excede muy poco al precio de la fundición por procedimiento ordinario, con el ulterior tratamiento térmico estabilizador.

3.9 Solidificación dirigida

Para la fundición de piezas de aleaciones con reducidas cualidades de fundería se emplea el procedimiento de *solidificación dirigida*. A las paredes se les da una sección que aumenta progresivamente hacia arriba (véase la fig. 93, *b*). La solidificación transcurre de abajo hacia arriba; las secciones inferiores, a medida que se solidifican, se alimentan con metal líquido de las secciones situadas más arriba; las secciones superiores, que se enfrían las últimas, se alimentan de las mazarotas macizas que se encuentran por encima de la pieza de fundición. Las paredes transversales se hacen inclinadas, ensanchándose hacia arriba y se unen con las paredes contiguas con redondeos suaves. La cavidad de contracción se concentra en la mazarota. A la mazarota van las inclusiones no metálicas, escorias, pajas e impurezas.

El desplazamiento sucesivo del horizonte de solidificación asegura una contracción correcta de las paredes verticales. No obstante, la diferencia de temperaturas sigue siendo la misma en dirección vertical. Los elementos horizontales inferiores de la pieza de fundición que se solidifican antes, frenan la contracción de los elementos superiores, como resultado de lo cual en éstos se desarrollan tensiones de distensión, y en los inferiores, tensiones de compresión. Las tensiones de contracción alcanzan su máxima magnitud en la parte superior de la pieza de fundición, debido a la gran diferencia de las secciones de las mazarotas y de las paredes de dicha pieza.

Insuficiencias del procedimiento de solidificación dirigida:

1) aumento del peso de la pieza de fundición como resultado del ensanchamiento de las paredes hacia arriba (esta insuficiencia es particularmente expresada en las piezas de fundición de gran altura);

2) elevado gasto de metal;

3) complicación del moldeo, debido a la presencia de mazarotas;

4) dificultad de eliminar las mazarotas.

El procedimiento de solidificación dirigida se aplica preferentemente para las piezas de fundición de acero en los casos en que el

peso no tiene gran importancia. Con este procedimiento se funden (en posición horizontal) piezas del tipo de disco de pequeña altura (ruedas, piñones, diafragmas). Para este tipo de piezas, el principio de solidificación dirigida se reduce al engrosamiento de las paredes, a la atribución de forma cónica a los discos y al aumento de los redondeos en los sectores de conjugación.

Para las piezas de forma de caja compleja es preferible el procedimiento de solidificación simultánea.

3.10 Reglas para el diseño

3.10.1 Conjugación de las paredes

Para la solidificación simultánea se aconseja hacer el espesor de las paredes interiores aproximadamente igual a 0,8S (donde S es el espesor de las paredes exteriores).

Las transiciones de una pared a otra se deben hacer con redondeos (fig. 94, *b*). Si la conjugación de las paredes es bajo ángulo (vista *a*). debido al encuentro de las líneas de flujo térmico, en el ángulo interior de la unión se forma un conjunto caliente que retarda el enfriamiento. Además, tal unión dificulta el llenado del molde con metal y obstaculiza la contracción.

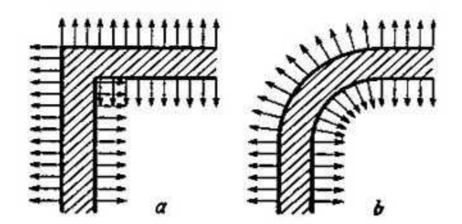


Fig. 94. Flujo térmico en una conjugación angular de las paredes

En la figura 95, *a—d*, se muestran moldes tipo de conjugación angular de las paredes. En el caso de conjugación ordinaria por los radios $R = (1{,}5 \div 2)\,s$ trazados desde un mismo centro (vista *a*), es posible el adelgazamiento de la pared en el sector de transición, debido al desplazamiento del macho. Es meojr la conjugación con radios trazados desde distintos centros. El radio exterior se hace igual a desde 1 (vista *b*) hasta 0,7 (vista *c*) del radio interior. Para mejorar la emisión térmica, aumentar la rigidez y prevenir las grietas de contracción en las conjugaciones de pequeño radio conviene hacer nervios interiores (vista *d*).

En todos los casos en que la construcción lo permite, es mejor emplear los máximos radios de las transiciones, admisibles por la configuración de la pieza (vista *e*).

Las paredes convergentes bajo ángulo obtuso (vista *f*), se unen con los radios $R = (50 \div 100)$ s. Es mejor en estos casos emplear paredes curvilíneas descritas con un radio de gran magnitud (vista *g*).

Al determinar los radios mínimos de conjugación de las paredes de distinto espesor puede hacerse uso de las correlaciones aportadas más arriba, sustituyendo s por el valor aritmético medio $s_0 = 0{,}5\,(S + s)$ de los espesores de las paredes conjugadas (vistas h, i).

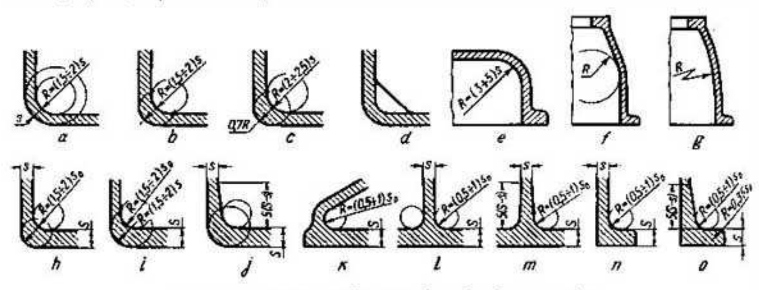


Fig. 95. Conjugación angular de las paredes

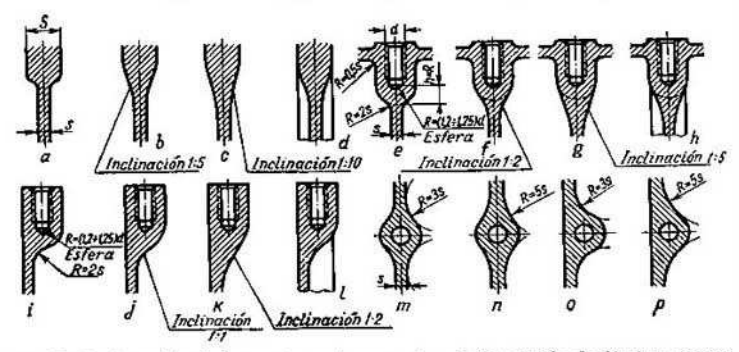


Fig. 96. Conjugación de los sectores de una pieza de fundición de distinto espesor

En el caso de una pequeña diferencia de espesores puede tomarse $s_0 = S$.

Es mejor unir las paredes con gran diferencia de secciones por un sector de transición cuneiforme de longitud $l \geqslant 5\,(S - s)$ (vista j).

Conviene evitar la unión de paredes bajo ángulo agudo (vista k). Si esto es inevitable, el radio de conjugación se toma no menor de $(0{,}5 \div 1)\,s_0$.

En las vistas l, m, se muestran las correlaciones aconsejables para conjugaciones en forma de T, en las vistas n, o, para las conjugaciones de paredes con bridas.

Conviene unir las paredes de distinto espesor (fig. 96, a) con transiciones cuneiformes con inclinación desde 1 : 5 hasta 1 : 10

(vistas *b*, *c*). Es conveniente reforzar los sectores de transición con nervios (vista *d*).

En las vistas *e*—*p* se muestran formas de conjugación de paredes con salientes. En la proyección de perfil, los salientes se unen con las paredes con radios $R = 2s$ (vistas *e*, *i*) o con inclinaciones desde 1 : 1 hasta 1 : 5 (vistas *f*, *g*, *j*, *k*), con refuerzo con nervios (vistas *h*, *l*). En la proyección horizontal las conjugaciones se hacen con radios $R = (3 \div 5)\, s$ (vistas *m*—*p*).

Los radios hallados de las correlaciones aproximadas aportadas se redondean hasta las dimensiones estandartizadas próximas ($R = 1, 2, 3, 5, 8, 10, 15, 25, 30, 40$ mm). Ya que un pequeño cambio de los radios de las conjugaciones influye poco en la calidad de la pieza de fundición, se aconseja unificar los radios.

El radio de las transiciones que predomina en el dibujo industrial de la pieza no se suele rotular, indicándolo en el margen del dibujo (en los requerimientos técnicos) con una inscripción tipo:

Los radios no indicados son de 6 mm.

Para los ángulos exteriores redondeados el radio que prevalece se indica con una inscripción tipo:

Los redondeos exteriores no indicados son de R3.

3.10.2 Eliminación de las partes macizas

En la construcción de piezas de fundición conviene evitar acumulaciones locales de metal, engrosamientos, partes macizas que forman conjuntos calientes. Al proyectar la pieza de fundición es necesario examinar escrupulosamente todos los sitios de acumulación de material, teniendo en cuenta los sobreespesores para el mecanizado que influyen esencialmente en la distribución del metal.

En la figura 97 se exponen ejemplos de cómo evitar las partes macizas (están simbolizadas con la letra *m*) en las bridas de sujeción (vistas *a*—*c*), en las planchas (vistas *d*—*f*), en las piezas tipo armazón (vistas *g*—*i*), en la pieza de fundición de la camisa del bloque de un motor (vistas *j*, *k*).

En los sectores, donde las partes macizas son inevitables, conviene garantizar tecnológicamente el enfriamiento acelerado.

Es de provecho desarrollar la superficie de contacto con la mezcla de moldeo reforzando las paredes con nervios. Para mejorar el llenado del molde conviene reforzar el enlace de los elementos macizos con las paredes próximas, con ayuda de redondeos (fig. 98, *a*), de transiciones cuneiformes (vista *b*), de tubuladuras (vista *c*) y nervios (vista *d*). Es conveniente aplicar paredes gofradas (vista *e*) y en forma de caja (vista *f*).

Además de mejorar las condiciones de la fundición, estas conjugaciones aumentan la rigidez y resistencia mecánica de la pieza de fundición.

Fig. 97. Cómo eliminar las partes macizas

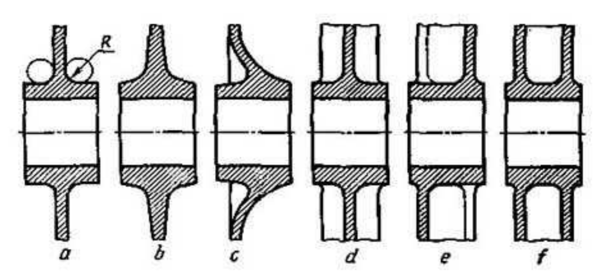


Fig. 98. Refuerzo de los sectores de conjugación con los tetones

3.10.3 Disminución de las tensiones de contracción

La configuración de la fundición debe simplificar la contracción. En la figura 99 se muestra un piñón de gran diámetro, cuya llanta está unida con el cubo por rayos. La construcción *a* con rayos

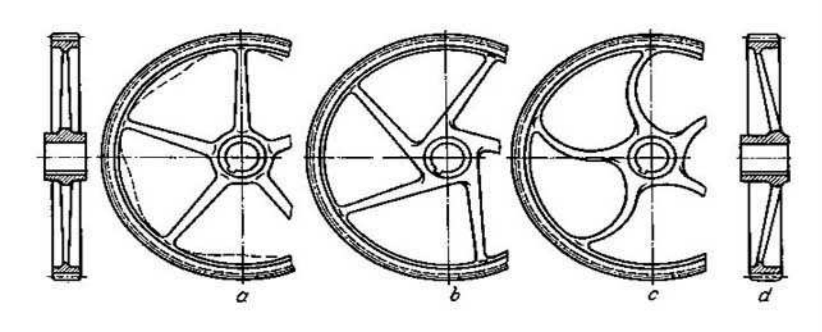


Fig. 99. Aumento de la ductilidad de los radios de los piñones

rectos no es correcta; los rayos que se enfrían antes frenan la contracción de la llanta que a consecuencia de esto experimenta una deformación ondulada. Las tensiones interiores en estas construcciones con frecuencia averían la llanta.

Es mejor emplear rayos dúctiles: tangentes (vista *b*), espirales (vista *f*), situados en cono (vista *d*).

En la polea de discos con llanta maciza (fig. 100, *a*) el disco se enfría antes que la llanta y frena la contracción de la llanta; en el disco se desarrollan tensiones de compresión, en la llanta, tensiones de distensión. Si se enfría antes la llanta (vista *c*), el disco, al contraerse, experimenta distensión y en la llanta surgen tensiones de compresión. Para disminuir las tensiones de contracción es mejor en uno y otro caso atribuir al disco una forma cónica (vistas *b*, *d*).

En la pieza de tipo armazón fundida (vista *e*) los tabiques *m*, situados en un plano con las bridas macizas, frenan la contracción de éstas. El desplazamiento de los tabiques del plano de disposición de las bridas (vista *f*), mejora algo las condiciones de contracción. Lo mejor de todo es dar a los tabiques una forma cónica (vista *g*) o esférica.

Las formas abovedadas, de arco, convexas y de cáscara disminuyen las tensiones de contracción, mejoran las condiciones de fundición y aumentan la resistencia mecánica de las piezas, gracias al

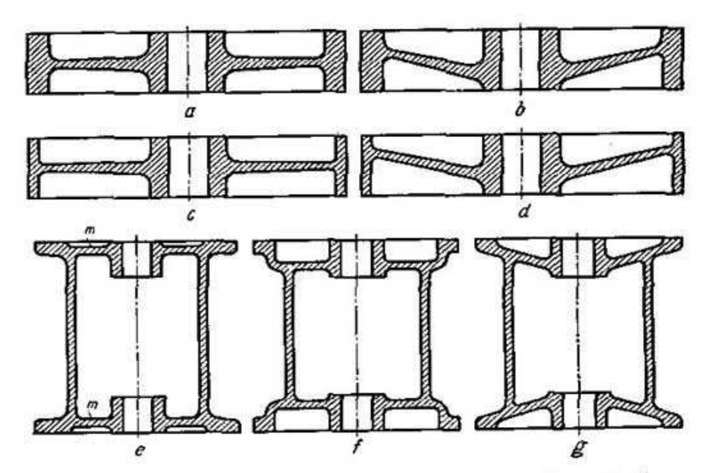


Fig. 100. Aumento de la ductilidad de las piezas de fundición

aumento de los momentos de resistencia de las secciones. Se eleva la rigidez de las construcciones, lo que es particularmente importante para las piezas de fundición hechas de aleaciones con bajo módulo de elasticidad (fundiciones grises, aleaciones ligeras).

3.10.4 Prevención de los poros de gas

La forma de la pieza de fundición debe asegurar la emergencia de las inclusiones no metálicas y la salida de los gases que se desprenden al enfriarse la pieza fundida, debido a la disminución de la disolubilidad de los gases en el metal con la disminución de su temperatura.

Al colar una bandeja de fundición, con el fondo hacia arriba (fig. 101, *a*), las burbujas de gas se acumulan en los vértices de los nervios, lo que debilita bruscamente su resistencia mecánica. Es mejor dar al fondo una inclinación constructiva y transponer los nervios a la superficie interior (vista *b*). Se aconseja fundir tales piezas con los nervios hacia abajo (vista *c*). En este caso, la porosidad gaseosa se concentra en las mazarotas en la brida, que se eliminan en el ulterior tratamiento mecánico. Se aplica también la fundición con molde inclinado.

En las piezas cilíndricas (vista *d*) es mejor hacer las paredes superiores cónicas (vista *e*) o débilmente esféricas (vista *f*).

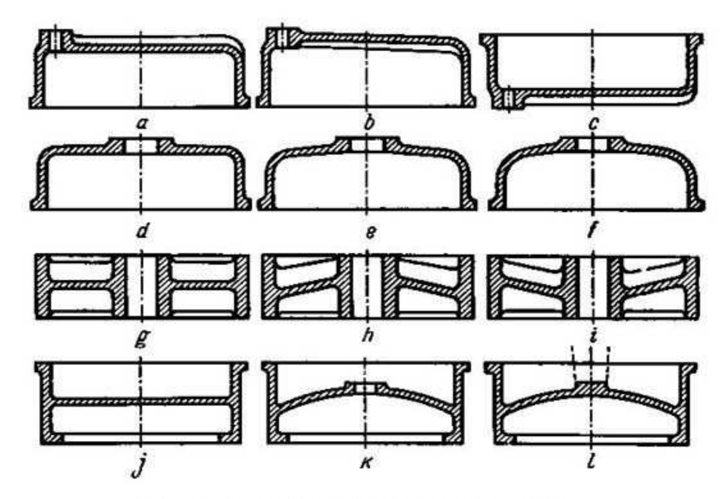


Fig. 101. Cómo garantizar la salida de los gases

En las piezas tipo disco (vista *g*), los discos y los nervios es mejor hacerlos en cono (vistas *h*, *i*).

Conviene hacer los tabiques interiores (vista *j*) abovedados. Para extraer las burbujas de gas y las inclusiones no metálicas es conveniente prever salientes (vista *k*) o tetones macizos (vista *l*) o colocar respiraderos (líneas punteadas) en la parte superior de los tabiques.

A los procedimientos tecnológicos de prevención de los poros de gas se refieren la fundición en vacío y la adición al metal de substancias que absorben los gases (cerio).

3.10.5 Cantos

Se recomienda dotar a los contornos exteriores de las piezas de fundición de cantos (fig. 102, *a*, *b*) con el fin de aumentar la rigidez, elevar la uniformidad del enfriamiento (en las piezas de hierro colado) y evitar el temple de la fundición en concha.

En las piezas que se empalman por los extremos (vista *c*), los cantos contribuyen al reparto uniforme de las fuerzas de apriete. Si las piezas van dotadas de cantos, es más fácil quitarles las irregularidades que se forman en las superficies de empalme, debido a las

inexactitudes de la fundición y conseguir la coincidencia de los contornos exteriores de los empalmes.

Con el fin de elevar la resistencia mecánica y mejorar las condiciones de enfriamiento de las piezas de fundición, como regla general,

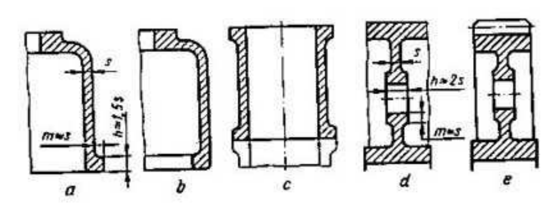


Fig. 102. Escuadreo de los bordes

en las paredes de éstas se hacen contornos alrededor de los agujeros aligeradores y tecnológicos (vistas *d*, *e*).

En las vistas *a*, *d* se exponen las dimensiones aproximadas de los cantos.

3.10.6 Bridas

El espesor de las bridas que se elaboran por un lado (fig. 103, *a*) se hace igual, por término medio, a (1,5 ÷ 1,8) *s*; el espesor de las bridas que se mecanizan por ambos lados (vista *b*), es de (1,8 ÷ 2) *s*, donde *s* es el espesor de la pared contigua.

Para elevar la resistencia mecánica y la rigidez las bridas se unen



Fig. 103. Para determinar el espesor de las bridas

Fig. 104. Eliminación de las partes macizas en las bridas

con las paredes por medio de nervios (vista *c*) o se les dan a las bridas formas de caja. Los procedimientos para evitar las partes macizas en las bridas de altura elevada se exponen en la figura 104, *a*—*c*.

3.10.7 Agujeros

En la fundición deben evitarse agujeros de pequeño diámetro y de gran longitud.

Para la determinación aproximada del diámetro mínimo de los agujeros puede hacerse uso de la fórmula $d = d_0 + 0{,}1l$, donde l es la longitud del agujero en mm (fig. 105). Para las aleaciones a base de aluminio y bronces $d_0 = 5$; para el hierro colado $d_0 = 7$; para los aceros $d_0 = 10$ mm. Los agujeros de menor diámetro se deben taladrar. Los agujeros de gran longitud (del tipo de conductos para el aceite) es mejor abrirlos por taladrado, con rellenado de tubos o sustituyendo éstos por líneas principales tubulares desmontables.

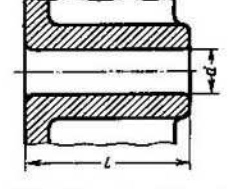


Fig. 105. Para la determinación del diámetro de los agujeros de fundición

La configuración de los conductos de aceite de fundición y de las cavidades colectoras de aceite deben permitir la limpieza completa de las superficies, de las quemaduras de fundición, la arena y demás suciedades. Después de limpiar minuciosamente la superficie es necesario recubrir éstas con compuestos óleorresistentes y termorresistentes (baquelita, esmaltes de siloxanos).

3.10.8 Nervios

Para aumentar la rigidez y la resistencia mecánica de las piezas de fundición y como medio para mejorar las condiciones de fundición se emplea el refuerzo con nervios. La disposición racional de los nervios permite mejorar la alimentación de los elementos de las

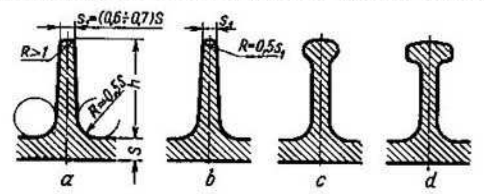


Fig. 106. Formas de nervios

piezas de fundición y prevenir el surgimiento de cavidades de contracción y tensiones interiores.

En la figura 106 se muestran las formas de nervios. Conviene hacer los nervios dispuestos en el plano perpendicular a la dirección del plano de separación del molde con inclinación de fundición.

El parámetro dimensional principal del nervio es el espesor s_1 del nervio en la cúspide (vista *a*). Para los nervios de 20 a 80 mm de altura las normas existentes de las inclinaciones (véase la tabla 3) dan prácticamente igual engrosamiento del nervio hacia la base en 2—3 mm (por ambos lados del nervio), que casi no depende de su altura.

En la cúspide de los nervios deben hacerse obligatoriamente redondeos con un radio no menor de 1 mm. Las cúspides de los nervios de un espesor menor de 6 mm se redondean con un radio $R = 0{,}5s_1$ (vista *b*). La base de los nervios se une con la pared, por redondeos con un radio de $R \approx 0{,}5S$.

Por la resistencia mecánica son más ventajosos los nervios con las cúspides engrosadas, es decir, en forma de gota de sebo (vista *c*) y en forma de T (vista *d*). El moldeo de estos nervios exige el empleo de machos.

Si el nervio (fig. 107, *a*) se solidifica en la colada más tarde que la pared (como a menudo suele ocurrir en el caso de nervios interiores), entonces durante la contracción (la dirección de contracción se muestra en la figura con saetas punteadas) en él surgen tensiones de distensión (saetas llenas). Si el nervio, por el contrario, se solidifica antes (vista *b*), en éste surgen tensiones de compresión favorables para la resistencia mecánica.

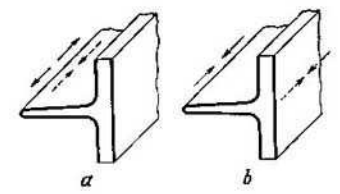


Fig. 107. Esquema del surgimiento de tensiones de contracción en los nervios

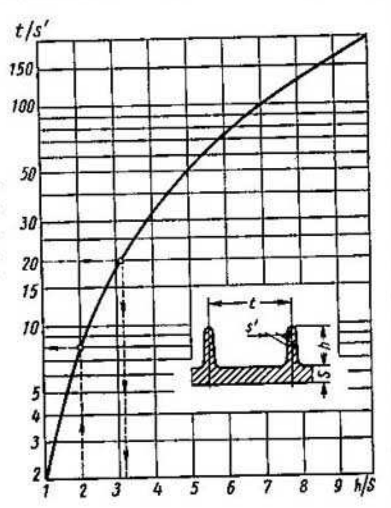


Fig. 108. Gráfico para determinar el paso relativo máximo de los nervios t/s'

El enfriamiento más rápido se consigue disminuyendo el espesor de los nervios. El espesor de los nervios exteriores suele hacerse igual a $(0{,}6 \div 0{,}7)\ S$, el de los interiores, teniendo en cuenta la peor extracción de calor, igual a $(0{,}5 \div 0{,}6)\ S$, donde S es el espesor

de la pared (los límites superiores se refieren a las paredes con espesor de <10 mm, los inferiores, a las paredes con espesor de >10 mm).

Los nervios bajos, delgados y dispuestos raramente con pequeña relación de la sección sumaria respecto a la sección de la pared disminuyen el momento de resistencia de la sección a la flexión y reducen la resistencia mecánica de la pieza, aunque aumentan la rigidez. Se puede evitar el debilitamiento disponiendo con más frecuencia los nervios. El paso máximo, con el cual no principia el debilitamiento, se determina por la expresión

$$t = 2s' \left(\frac{h}{S}\right)^2, \tag{4}$$

donde s' y h son respectivamente la altura y el espesor medios del nervio; S es el espesor de la pared.

Sobre la base de la fórmula (4) se ha confeccionado el gráfico (fig. 108) que simplifica la elección de los parámetros de los nervios.

1. Supongamos que el espesor de los nervios $s' = 5$ mm; $h/S = 2$. Conforme al gráfico, la relación admisible máxima $t/s' = 8$ y el paso máximo $t = 8 \cdot 5 = 40$ mm.

2. Supongamos que el paso de los nervios $t = 100$ mm; $S = 10$ mm; $s' = 5$ mm ($t/s' = 20$). Conforme al gráfico, la relación admisible mínima $h/S = 3{,}1$ y la altura mínima de los nervios $h = 3{,}1 \cdot 10 = 31$ mm.

Prácticamente los nervios se hacen con una altura de $(2 \div 6)\ S$. Los nervios de menor altura debilitan la pieza sin aumentar esencialmente su rigidez, si son más altos, dificultan la fundición.

En la figura 109 se exponen ejemplos de nervios racionales e irracionales.

La construcción del soporte según la figura 109, *1* no es ventajosa: el nervio experimenta tracción. En la construcción *2* el nervio experimenta compresión.

En la proyección de perfil, conviene atribuir a los nervios las formas más simples. Los nervios cóncavos (vista *3*) no son ventajosos en lo que concierne a la resistencia mecánica; al experimentar flexión y tracción, en éstos surgen altas tensiones proporcionales al grado de concavidad. Los nervios de perfil convexo (vista *4*) no son bonitos y hacen más pesada la pieza. Lo mejor que nada es emplear nervios rectilíneos (vista *5*), que son los más resistentes en el trabajo a la tracción y compresión y a la flexión.

En las piezas que trabajan a la flexión se aconseja evitar la unión del nervio con la pared en el plano donde el momento flector tiene gran magnitud (vista *6*), ya que el momento de resistencia de la sección en el plano AA de unión del nervio con la pared está reducido. Es mejor hacer llegar los nervios hasta el extremo de la pieza (en la zona de menores valores del momento flector), incorporándolos a las cinturas de rigidez (vista *7*).

Para evitar el debilitamiento conviene rehuir el tratamiento mecánico de los nervios. No es correcta la construcción *8* de la placa

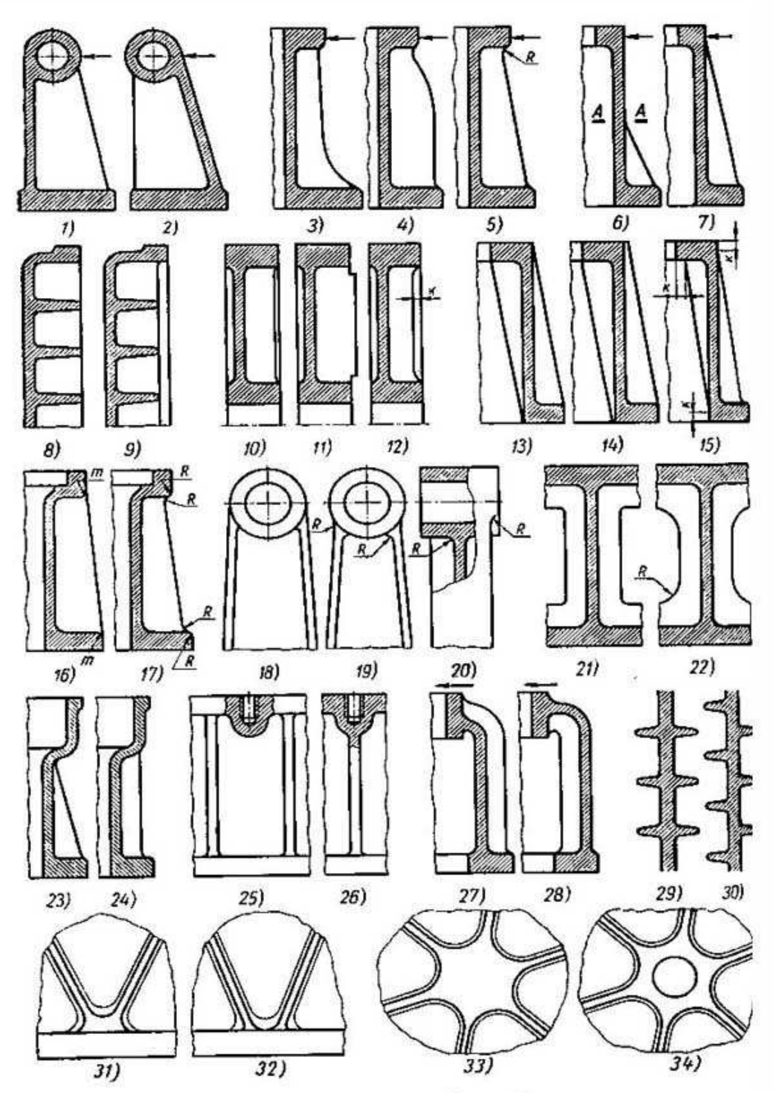


Fig. 109. Diseño de nervios

de nervios interiores abarquillados. Los nervios salen al plano a mecanizar de la placa y en el tratamiento mecánico las cúspides de los nervios se cortan. En la construcción correcta *9*, los nervios están dispuestos por debajo de la superficie a mecanizar.

Hay que evitar la posibilidad del recorte de los nervios limítrofes a las superficies que han de someterse a tratamiento mecánico. En las construcciones *10*, *13*, los nervios están situados demasiado cerca a la superficie a mecanizar; como consecuencia de las desviaciones de producción es posible el recorte de los nervios (vistas *11*, *14*). Los nervios deben estar dispuestos por debajo de la superficie a mecanizar (vistas *12*, *15*) a la magnitud $k = 3 \div 6$ mm.

No se aconseja sacar los nervios a la superficie bruta de las bridas (vista *16*), ya que en los sectores m de confluencia de los nervios, se dificulta el moldeo. Es mejor disponer los nervios por debajo de las superficies brutas a una magnitud R igual al radio de redondeo de las bridas (vista *17*).

Los sectores de transición de los nervios al cuerpo de la pieza (vista *18*) deben hacerse con radios R no menores de 3 mm (vistas *19*, *20*).

Los nervios que se unen (en la proyección horizontal) bajo cierto ángulo (vista *21*), conviene conjugarlos con transiciones suaves (vista *22*).

Como regla general, los nervios deben hacerse llegar a los conjuntos de rigidez, es decir, a los sectores de cambio de dirección de las paredes (vista *24*), y a los conjuntos de sujeción (vista *26*). Las construcciones *23*, *25* no se recomiendan.

En las piezas de forma de cáscara (vista *27*) que experimentan flexión, es más ventajoso aplicar nervios interiores (vista *28*), ya que en este caso una gran parte de la carga flectora la soportan los nervios comprimidos (por el lado próximo al sentido de acción de la fuerza flectora). El refuerzo con nervios interiores, en estas mismas dimensiones, permite aumentar las dimensiones radiales de las paredes y obtener gracias a esto una considerable ventaja en la rigidez y resistencia mecánica. Además, resulta mejor el aspecto exterior de la pieza y se simplifica el entretenimiento del producto.

En caso de reforzar ambos lados con nervios (vista *29*) se aconseja, con el fin de evitar las acumulaciones locales de metal, así como para disminuir las tensiones de contracción, disponer los nervios en orden escaqueado (vista *30*).

Conviene eliminar la acumulación de metal al conjugar los nervios con las paredes bajo un ángulo (vista *31*), mediante el reparto de los nervios (vista *32*). Las partes macizas en el sector de encuentro de varios nervios (vista *33*), se eliminan con articulación anular (vista *34*).

En las piezas que se someten en el trabajo a un calentamiento irregular, los nervios experimentan tensiones térmicas. Si las paredes de la pieza (fig. 110, *a*) se calientan más intensamente que los nervios, en estos últimos surgen tensiones de distensión. Los nervios

que tienen una temperatura mayor que las paredes, experimentan compresión.

Para disminuir las tensiones térmicas es mejor sustituir los nervios radiales rectos (vista *a*) por dúctiles: tangentes (vista *b*), espirales (vista *c*), abarquillados (vista *d*) y elípticos (vista *e*).

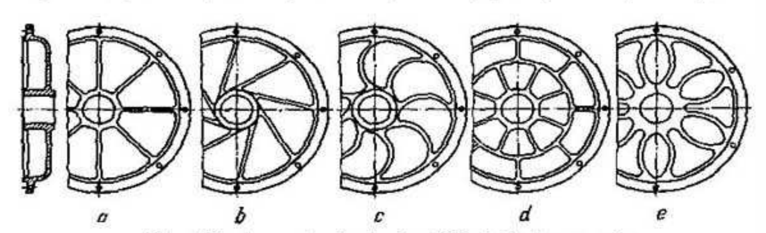


Fig. 110. Aumento de la ductilidad de los nervios

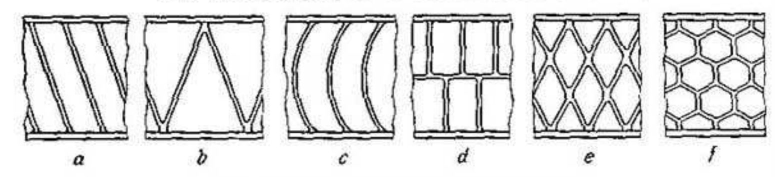


Fig. 111. Formas de nervios dúctiles

En la figura 111, *a—f* se exponen tipos de refuerzo con nervios de elevada ductilidad. Estos nervios se moldean bien sólo en las superficies planas o en las superficies de pequeña curvatura paralelas al plano de separación del molde. Es difícil moldear estos nervios en las superficies curvilíneas y en cuerpos de revolución.

3.10.9 Espesor de las paredes

Como regla general, se aconseja emplear paredes del menor espesor, admitido por las condiciones de fundición y por la resistencia mecánica de la pieza.

En la figura 112 se expone el espesor mínimo *s* de las paredes, basado en las recomendaciones del material directivo PTM-12-60, para distintas aleaciones coladas en función de la dimensión reducida de la pieza, calculada de acuerdo con la fórmula

$$N = \frac{2l + b + h}{3},$$

donde l es la longitud; b es la anchura; h es la altura de la pieza. en mm.

El gráfico se ha compuesto para las paredes exteriores en el caso de colada en moldes de arena con la precisión de 2 y 3 clases. El

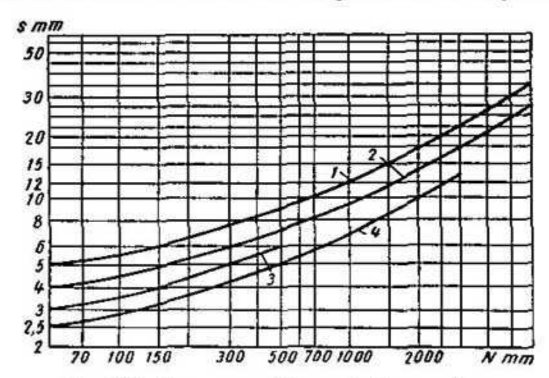


Fig. 112. Espesores mínimos de las paredes:
1, aceros; *2*, fundiciones grises; *3*, bronces; *4*, aleaciones a base de aluminio

espesor de las paredes interiores, de los tabiques y de los nervios se hacen por término medio un 20% menor.

El gráfico puede servir sólo para el aprecio aproximado del espesor de las paredes. El espesor admisible de las peredes depende considerablemente de la configuración de la fundición. Las piezas de fundición complejas, conformadas en varias cajas de moldeo con el empleo de una gran cantidad de machos, se hacen con paredes más gruesas. Una gran influencia ejerce la tecnología de fundición: la composición de las mezclas de moldeo y de macho, las condiciones de la alimentación y enfriamiento, la estructura del sistema de bebedero, etc.

En las piezas intensamente cargadas (las bancadas de los martinetes, las cajas de los trenes de laminación, etc.), el espesor de las paredes se determina por la magnitud de las cargas efectivas y la condición de rigidez de las construcciones y sobrepasa considerablemente las magnitudes aportadas en la figura 112. No obstante, también en este caso es mejor aplicar paredes de espesor mínimo, alcanzando la indispensable resistencia mecánica y rigidez dando a la pieza de fundición formas racionales.

3.11 Bases de fundición. Bases de tratamiento mecánico

Se llama base *de fundición* (*bruta*) a la superficie o eje, por el cual se realiza la primera operación de tratamiento mecánico.

La base bruta *superficial* representa la superficie no mecanizada de suficiente extensión, paralela o perpendicular *a la base de tratamiento mecánico*, es decir, a la superficie que se mecaniza en la primera operación mecánica. La configuración de la base bruta debe

asegurar la sujeción conveniente y estable de la pieza en el tratamiento mecánico; el apriete por la base no debe torcer ni alabear la pieza bruta.

De base bruta no puede servir la superficie que se somete a tratamiento mecánico.

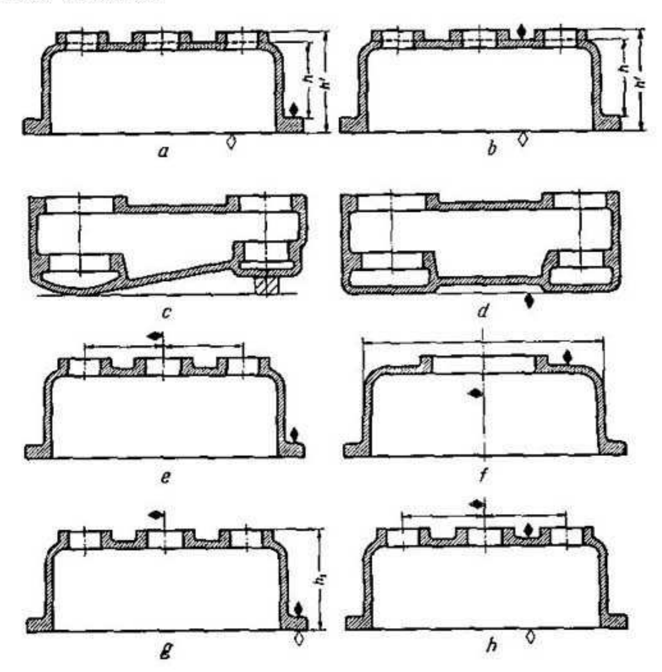


Fig. 113. Bases brutas y bases para el tratamiento mecánico

En la pieza representada en figura 113, *a* de base bruta puede servir la superficie de la brida marcada con un rombo ennegrecido o el plano superior de la pieza (vista *b*). La base para el tratamiento mecánico se muestra con un rombo claro.

Desde la base bruta se coordinan todas las demás superficies de fundición (dimensiones *h*), desde la base del tratamiento mecánico, todas las demás superficies que se elaboran mecánicamente (dimensiones *h'*). La base del tratamiento mecánico se ejecuta con el sobreespesor mínimo, lo que garantiza el reparto uniforme de los sobreespesores por las demás superficies de tratamiento mecánico.

A veces, hay que crear bases brutas artificialmente, introduciendo salientes tecnológicos (vista *c*) o variando de modo correspondiente la configuración de la pieza (vista *d*).

En el caso general deben haber tres bases de fundición: una para cada uno de los ejes del sistema espacial de coordenadas.

Son *bases axiales* los ejes de los agujeros de los tetones. La base axial determina las dimensiones de fundición en el plano perpendicular al eje, y la base superficial, a lo largo del eje (vista *e*).

En el tratamiento mecánico las piezas brutas con frecuencia se fijan por dos agujeros y por la base superficial.

Los cuerpos de revolución tienen sólo dos bases: la axial, que coincide con el eje del cuerpo de revolución, y la de altura, que determina las dimensiones a lo largo del eje (vista *f*). En presencia de bases axiales, las bases de fundición y las bases para el tratamiento mecánico coinciden; de base común sirve el eje del agujero elegido como base (en las vistas *g*, *h* se han marcado con un rombo semiclaro).

3.12 Oscilaciones de las dimensiones de la pieza de fundición y su influencia en la construcción

Las piezas que se funden en moldes de arena experimentan considerables oscilaciones de las dimensiones que incrementan con el aumento de las dimensiones exteriores de la fundición y con el aumento de su complejidad.

Las GOST 1855—55 y 2009—55 establecen tres clases de precisión para las dimensiones de las piezas de fundición de hierro colado y de acero. En la figura 114, *a—c* se exponen valores medios de las desviaciones tolerables para las piezas de fundición de hierro colado y de acero con colada en moldes de arena, en función de la máxima dimensión exterior de las piezas de fundición para distintas distancias desde la base. En la figura 114, *d* se exponen las desviaciones tolerables de las dimensiones de las piezas de fundición hechas de aleaciones no ferrosas.

Al realizar la colada en moldes de arena por modelos de madera y al conformar los machos en cajas de madera puede obtenerse una exactitud no mayor de la 3 clase. El aumento de la exactitud se alcanza empleando modelos metálicos y cajas de machos, con la mecanización del moldeo, la conformación en moldes de machos, en moldes constantes, así como observando minuciosamente el proceso tecnológico de colada.

El molde en una caja ofrece las menores desviaciones de las dimensiones. Durante el moldeo en dos o varias cajas surgen desviaciones como resultado del desplazamiento de una caja respecto a otra.

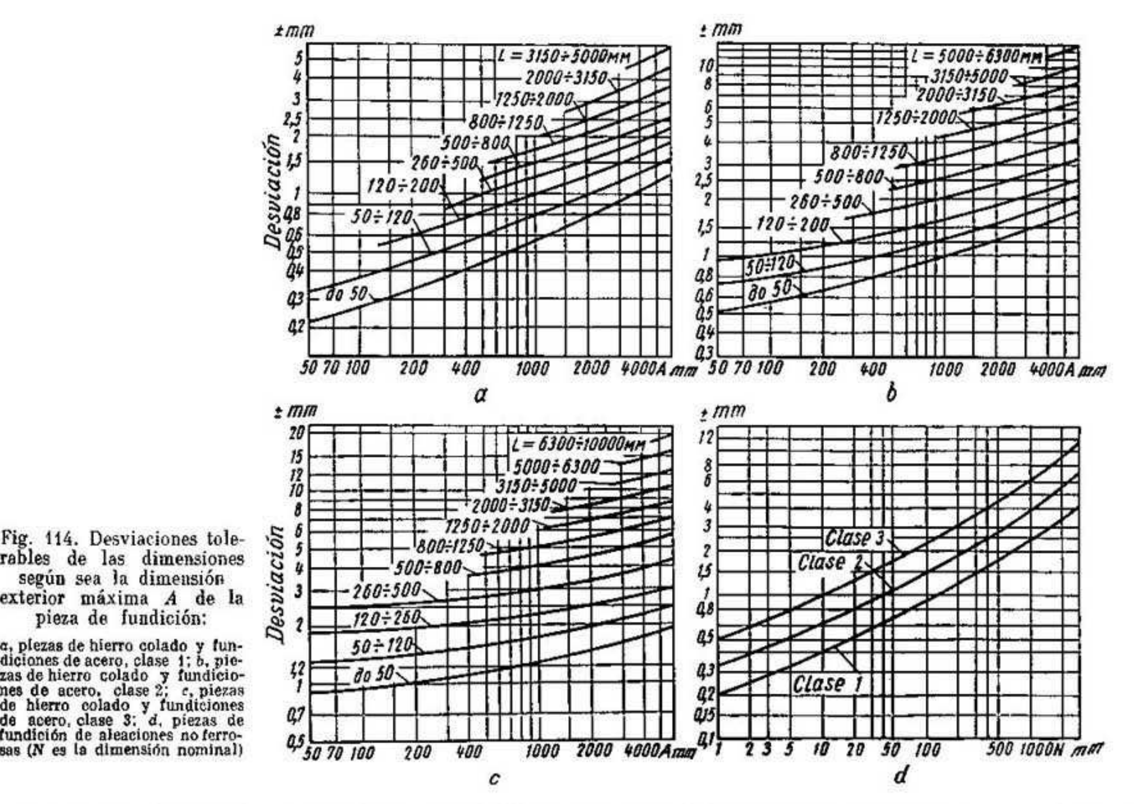


Fig. 114. Desviaciones tolerables de las dimensiones según sea la dimensión exterior máxima *A* de la pieza de fundición:

a, piezas de hierro colado y fundiciones de acero, clase 1; *b*, piezas de hierro colado y fundiciones de acero, clase 2; *c*, piezas de hierro colado y fundiciones de acero, clase 3; *d*, piezas de fundición de aleaciones no ferrosas (*N* es la dimensión nominal)

La caja de moldeo superior (fig. 115) puede desplazarse con respecto de la inferior a la magnitud del huelgo a en las espigas centradoras con el desplazamiento respectivo de todas las superficies verticales moldeadas en la caja de moldeo superior, como resultado de lo cual el espesor nominal N de las paredes puede variar considerablemente.

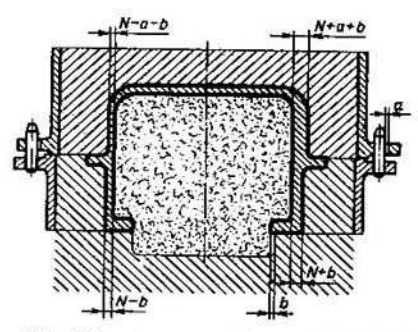


Fig. 115. Esquema del surgimiento de inexactitudes al fundir en dos cajas de moldeo

Las superficies moldeadas por los machos pueden desplazarse respecto de las superficies moldeadas por el modelo, debido a la colocación inexacta del macho en el molde (desplazamiento b en la fig. 115). Los desplazamientos alcanzan la mayor magnitud en el semimolde superior, donde se adicionan los desplazamientos de los semimoldes y del macho.

En el caso desfavorable (los desplazamientos del macho y de los semimoldes están dirigidos hacia lados opuestos) las oscilaciones del espesor de las paredes verticales en el semimolde superior, iguales a $\pm (a + b)$, exceden las desviaciones en el semimolde inferior $\pm b$ aproximadamente 2 veces.

Las desviaciones de las superficies horizontales transcurren como resultado de la colocación inexacta de los machos en sentido vertical, de la penetración de suciedad en las superficies de empalme de las cajas de moldeo y de los machos, etc.

Como regla general, las superficies moldeadas en la caja de moldes inferior son más exactas que las superficies moldeadas en la caja de moldes superior; las superficies moldeadas por el modelo son más exactas que las superficies moldeadas por los machos interiores.

Otras causas de las inexactitudes son: las desviaciones de las dimensiones del equipo de modelo de la nominal, el cambio de las dimensiones de los machos en el secado, el rajado de los modelos durante el almacenamiento, el cambio de las dimensiones del molde como resultado de la separación de los modelos en la extracción, las oscilaciones de la contracción debido a la distinta ductilidad de los machos, el alabeo de la pieza de fundición bajo la acción de las tensiones de contracción.

Las oscilaciones de las dimensiones de la pieza de fundición se reflejan en el sistema de los sobreespesores para el tratamiento mecánico según las GOST 1855—55 (fundiciones grises) y 2009—55 (aceros). La magnitud del sobreespesor se determina según sea la

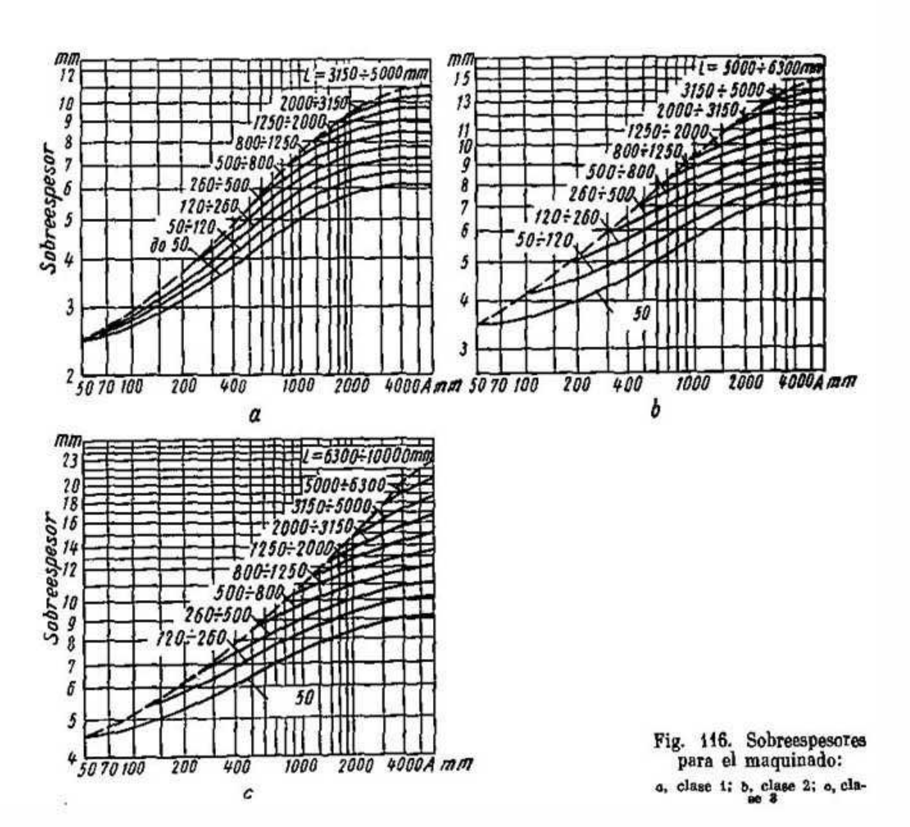


Fig. 116. Sobreespesores para el maquinado:

a, clase 1; b, clase 2; c, clase 3

clase de precisión de la pieza de fundición, las dimensiones de la misma, la distancia nominal de la superficie a la base, la posición de la superficie durante la colada (por abajo, por arriba, por el lado), el tipo de aleación de fundería.

En la figura 116, *a*—*c* se exponen los valores medios de los sobreespesores según las GOST 1855—55 para las fundiciones grises correspondientemente a distintas clases de precisión, según sea la mayor dimensión exterior *A* de la pieza de fundición para distintas distancias *L* de la superficie a la base.

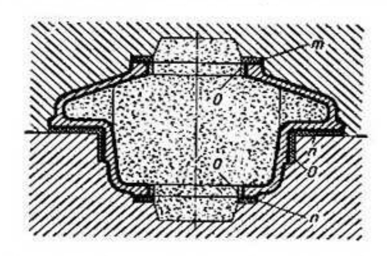


Fig. 117. Para la determinación de la magnitud de los sobreespesores

En los gráficos se aportan los sobreespesores para las superficies superiores del tipo *m* (fig. 117) que tienen los valores máximos, por cuanto la exactitud de tales superficies es menor, principalmente debido a las acumulaciones, en los sobreespesores superiores, de inclusiones no metálicas, escorias y otras impurezas que deben eliminarse en el tratamiento mecánico. Los valores de los sobreespesores para las superficies inferiores *n* y laterales *o* son del 20 al 30% menores que los sobreespesores para las superficies superiores. Los sobreespesores para las piezas de fundición de acero son un 25—40% mayores que para las fundiciones de hierro colado.

Las oscilaciones de las dimensiones de la pieza de fundición tienen un valor particular en los sectores de conjugación de las paredes brutas con las superficies que deben someterse a tratamiento mecánico. La exactitud de la elaboración mecánica es mucho mayor que la de las dimensiones de fundería. La pieza de fundición puede examinarse esquemáticamente como una armazón rígida de superficies de tratamiento mecánico, rodeada con envoltura «flotante» de superficies brutas.

Simbolicemos la magnitud de los desplazamientos posibles de las superficies brutas con una *k*.

Al diseñar piezas de fundición es necesario observar las siguientes reglas:

1) las superficies a mecanizar salientes deben encontrarse por encima de las superficies brutas a la magnitud *k* (fig. 118, *a*) que previene la penetración de la herramienta en las superficies brutas contiguas (vista *b*);

2) las superficies a mecanizar profundas conviene disponerlas por debajo de las superficies brutas a la magnitud *k* (vista *c*) lo que hace que la herramienta no llegue a la superficie bruta (vista *d*) y previene los defectos de mecanizado;

3) el espesor de las paredes lindantes a las superficies a mecanizar

Fig. 118. Conjugación de las superficies mecanizadas y brutas

Fig. 119. Conjugación de las superficies mecanizadas y brutas:

1, forma definida; *2*, formas que pueden obtenerse como resultado de las desviaciones de la fundición; *3*, formas que tienen en cuenta el desplazamiento *k* de las superficies de fundería

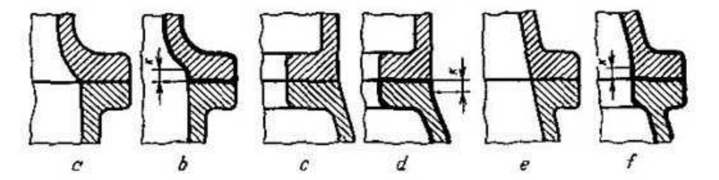


Fig. 120. Conjugación de las superficies de empalme:

a, *c*, *e* incorrectas; *b*, *d*, *f*, correctas

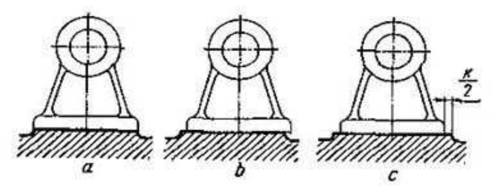


Fig. 121. Forma de los planos de apoyo

(vista *e*) debe ser mayor que el espesor constructivo indispensable m en la magnitud k. De lo contrario, al desplazarse las superficies de fundición puede ocurrir un adelgazamiento inadmisible de la pared (vista *f*).

En la figura 119 se exponen ejemplos del empleo de las reglas indicadas para los cubos de las ruedas (vistas *a*), salientes (vistas *b*, *c*) y bridas (vistas *d*, *e*).

Los planos de empalme conviene unirlos con las paredes brutas próximas con superficies, perpendiculares al plano de mecanizado, de altura no menor de k (fig. 120), de lo contrario es posible la distorsión del contorno de empalme.

Conviene ejecutar las superficies de apoyo, en las piezas tipo armazón (fig. 121, *a*), con una reserva de k por el contorno (vista *c*), para evitar que cuelgue la pieza a colocar (vista *b*).

La magnitud k depende de la precisión de la colada, de las dimensiones exteriores de la pieza de fundición, de la distancia del elemento dado hasta la base de las dimensiones de fundería y de la

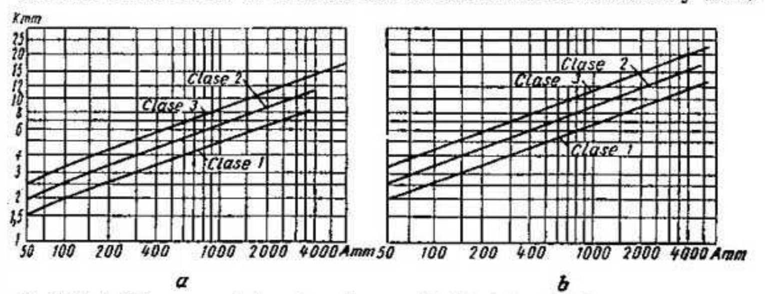


Fig. 122. Gráficos para determinar la magnitud k (A es la dimensión exterior máxima de la pieza de fundición):

a, pieza de hierro colado; *b*, fundición de acero

base de dimensiones del tratamiento mecánico y se determina, en el caso general, por el cálculo de las cadenas de dimensiones. El diseño práctico necesita un método más sencillo.

Para hallar k puede hacerse uso de las magnitudes de los sobreespesores para el tratamiento mecánico (véase la fig. 116), por cuanto estas últimas se determinan por los mismos parámetros que k (la dimensión exterior mayor de la pieza de fundición, la distancia desde las bases de fundería, la clase de precisión de la colada). Para evitar el cálculo de las distancias hasta las bases pueden tomarse los límites superiores de los sobreespesores (líneas punteadas en la fig. 116), lo que entrará en el margen de fiabilidad. Teniendo en cuenta que en los gráficos se dan los valores máximos de los sobreespesores (para las superficies superiores), conviene introducir el coeficiente reductor 0,7.

En la figura 122, *a*, *b* se exponen los valores de k calculados de este modo para las piezas de fundición de hierro colado y de acero de la 2 y 3 clases de precisión. Los valores de k pueden directamente aprovecharse para determinar la magnitud a que deben distar las superficies a mecanizar de las brutas.

El espesor de las paredes de los salientes es más sencillo determinarlo de la correlación $S = as$, donde s es el espesor medio de las paredes de la pieza de fundición; a es un coeficiente igual, para las 1, 2 y 3 clases de precisión, respectivamente a 1,5; 1,7; 1,8. Estas correlaciones prácticamente garantizan de la disminución excesiva del espesor de las paredes.

3.13 Rotulación de las dimensiones

La rotulación de las dimensiones en los dibujos industriales de piezas de fundición debe reflejar la disposición de las bases de fundería y de las bases para el tratamiento mecánico, así como tener en cuenta las desviaciones de las dimensiones.

Las reglas principales para rotular las dimensiones de las piezas de fundición son las siguientes:

1) las superficies que no hay que mecanizar conviene acordarlas directamente con la base bruta de fundería o con ayuda de otras dimensiones;

2) la base inicial para el tratamiento mecánico conviene acordarla con la base de fundería bruta; todas las demás dimensiones de las superficies a elaborar mecánicamente se acuerdan directamente con la base para el tratamiento mecánico o con ayuda de otras dimensiones.

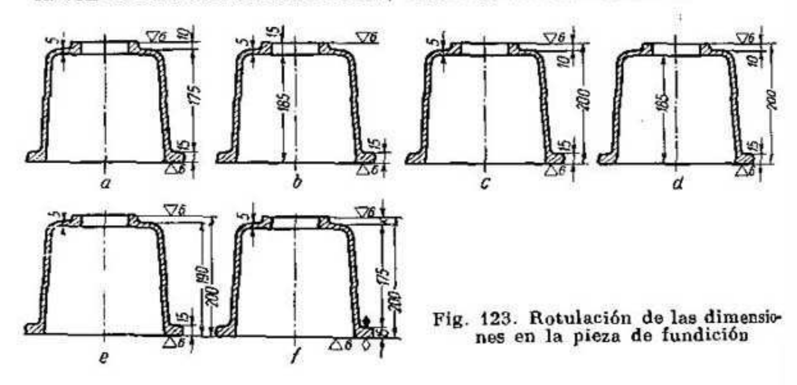


Fig. 123. Rotulación de las dimensiones en la pieza de fundición

No deben acordarse las dimensiones de fundería con las superficies de tratamiento mecánico y viceversa, a excepción del caso en

que la base de fundería y la del tratamiento mecánico coinciden (caso de bases axiales).

Las reglas aportadas deben observarse para todos los tres ejes de coordenadas de la pieza de fundición.

En la figura 123 se dan variantes de cómo rotular las dimensiones de una pieza de fundición. La rotulación de las dimensiones según la vista *a* no es justa. La distancia entre los planos a mecanizar, acordados con las superficies brutas

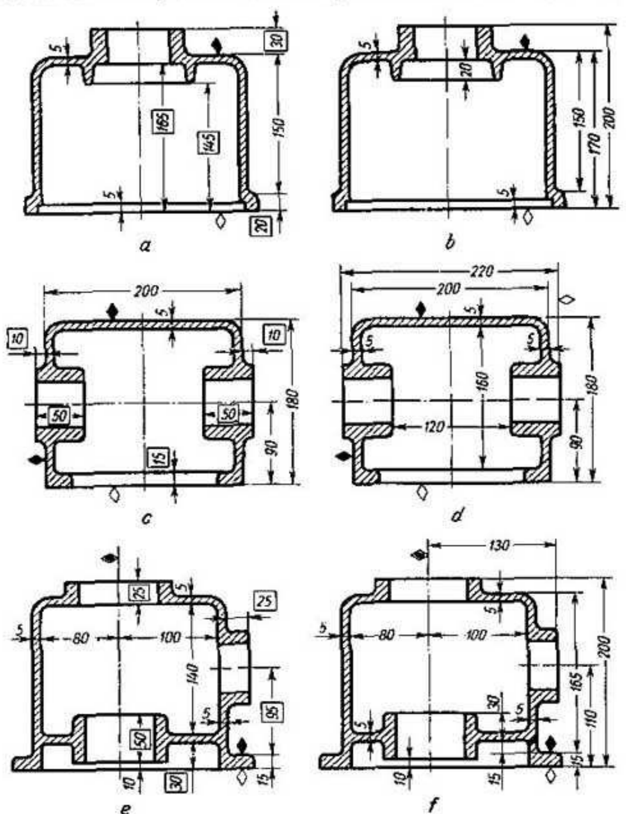


Fig. 124. Rotulación de las dimensiones en las piezas de fundición

por la suma de las dimensiones 15, 175 y 10 mm, en este caso oscila en amplios límites junto con las oscilaciones de las dimensiones de las superficies brutas.

Este mismo error se ha cometido en la construcción *b*, donde la distancia entre las superficies a mecanizar se ha prefijado con la suma de las dimensiones 185 y 15 mm.

Al rotular las dimensiones según la vista *c* la distancia entre los planos a mecanizar (200 mm) se mantiene en los indispensable límites estrechos (en los límites de la tolerancia para el tratamiento mecánico). El error reside en que las superficies brutas están acordados con los planos a mecanizar adyacentes (dimensiones 15 y 10 mm). No es posible prácticamente mantener esta coordinación; la posición de las superficies brutas oscila en los límites de la exactitud de la fundición y con ellas oscila también la magnitud de la distancia hasta los planos a mecanizar.

En la vista *d* el error es más agravado porque el espesor de la pared horizontal superior (dado en los casos anteriores directamente con la dimensión de 5 mm) se ha determinado por la altura de la cavidad interior, prefijada con respecto al plano inferior a mecanizar (dimensión 185 mm). De este modo se introduce una fuente más de inexactitud. El espesor de la pared oscilará en amplios límites.

En el sistema para rotular las dimensiones según la vista *e* la posición del plano a mecanizar inferior se ha prefijado por dos dimensiones: desde la superficie bruta superior de la pieza (dimensión 190 mm), y desde la superficie bruta superior de la brida (dimensión 15 mm). No es posible prácticamente mantener esta coordinación.

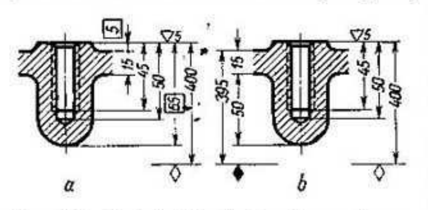


Fig. 125. Rotulación de las dimensiones en los tetones

En la vista *f* se muestra un sistema correcto. Como base bruta se ha elegido la superficie superior, que no se mecaniza de la brida (señalada con un rombo ennegrecido). Con ésta va acordado la base de tratamiento mecánico con la dimensión de 15 mm (plano inferior de la brida, señalado con un rombo blanco). Con la base de tratamiento mecánico va acordado el plano superior a mecanizar (medida 200 mm). La superficie bruta superior se coordina desde la base de fundería (medida 175 mm) y desde ésta, el espesor de la pared superior (dimensión 5 mm).

La distancia *k* entre el plano a mecanizar superior y la pared bruta superior resulta el eslábón de cierre de la cadena dimensional y sirve de compensador de las desviaciones de la disposición de las superficies obtenidas por fundición. Por cuanto la magnitud *k* en el dibujo industrial no se menciona, ésta no se toma en cuentra al controlar la pieza. Se sobreentiende que el valor nominal de *k* debe ser mayor que el máximo desplazamiento posible de la pared superior como resultado de la inexactitud de la fundición.

En las figuras 124 y 125 se exponen ejemplos de la rotulación incorrecta y correcta de las dimensiones en las piezas de fundición (las dimensiones rotuladas incorrectamente están encerradas en cuadritos rectangulares).

4 Diseño de las piezas a tratar mecánicamente

El tratamiento mecánico perteneco al número de procedimientos más dispendiosos de trabajo y caros de fabricación y constituye hasta un 70% del coste del producto.

Los procedimientos tecnológicos principales para aumentar la productividad del mecanizado son los siguientes:

1. Reducción del *tiempo de maquinado* (intensificación de los procesos de corte). Estos procedimientos comprenden el *corte rápido* (aumento de la velocidad principal de corte), *corte de fuerza* (aumento del avance y profundidad de corte), procedimientos productivos de mecanizado (elaboración con herramienta de cuchillas múltiples, brochado interior y exterior, fresotorneado, etc.).

2. Disminución del *tiempo auxiliar:* empleo de aditamentos de acción rápida, automatización del avance, colocación, sujeción y extracción de las piezas brutas, elaboración según operaciones ajustadas, autorreajuste del reglaje, automatización del control. Una de las diversidades de este procedimiento es la elaboración sucesiva de las piezas brutas en aditamentos de plazas múltiples.

3. Simultaneidad en el tiempo de las operaciones de mecanizado (sincronización de las transiciones). Este procedimiento comprende el mecanizado con herramienta combinada y con herramientas múltiples (torneado y cepillado con cuchillas múltiples y fresado con un juego de fresas). Este procedimiento obtuvo la expresión más plena en las máquinas herramienta para operaciones múltiples que realizan el mecanizado simultáneo de varias superficies de la pieza bruta.

4. Mecanizado simultáneo de varias piezas brutas: el tratamiento paralelo y paralelo-sucesivo de varias piezas brutas en aditamentos de plazas múltiples, elaboración continua en máquinas herramienta de rotor, de carrusel y de tambor.

5. Aceleración de la entrega de las piezas brutas de una máquina herramienta a otra (transportación mecánica de las piezas brutas, distribución racional de la maquinaria). La máxima productividad se obtiene de las líneas de producción automáticas y semiautomáticas, particularmente de las de rotor.

Las condiciones obligatorias para emplear los procedimientos productivos del mecanizado, del equipo tecnológico especial y de máquinas herramienta especializadas son la producción en masa y estable, la eliminación de los modelos múltiples y la unificación por todos los medios de las construcciones.

En la construcción de las piezas a mecanizar se debe prever la reducción máxima del volumen de trabajo en el mecanizado, garantizando al mismo tiempo alta calidad, fiabilidad y longevidad de las máquinas.

Al diseñar piezas que se trabajan mecánicamente es necesario observar las siguientes reglas:

reducir la extensión de las superficies a mecanizar hasta el mínimo constructivamente necesario;

disminuir la cantidad de metal que se quita en el mecanizado;

prever la fabricación de piezas por los métodos más productivos de mecanizado sin arrancar viruta (estampado, troquelado, recalcado en frío, etc.);

emplear más ampliamente los productos laminados comerciales y los perfiles laminados, conservando el mayor número de superficies brutas;

prever la preparación de piezas de las prefabricadas con una forma próxima, en lo posible, a la forma del producto terminado;

simplificar la fabricación de las piezas laboriosas, aplicando construcciones compuestas;

evitar el tratamiento mecánico excesivamente preciso. Aplicar en cada caso aparte la clase de precisión más baja que asegure el funcionamiento correcto del conjunto y que satisfaga la condición de intercambiabilidad;

asegurar la posibilidad del empleo de procedimientos más productivos de tratamiento mecánico (elaboración con herramienta múltiple graduada, etc.);

prever la posibilidad de hacer el mecanizado de una pasada que es la condición principal para elevar la productividad, obtener elevada exactitud y pureza de las superficies que se mecanizan;

si no hay posibilidad de hacer el mecanizado de una pasada se debe garantizar la salida de la herramienta a la distancia suficiente para obtener las superficies limpias y precisas;

asegurar el cómodo acceso de la herramienta de corte a las superficies a mecanizar;

prever la posibilidad de mecanizar el número mayor de superficies en una operación, en una máquina herramienta, con una colocación, con una misma herramienta;

a las piezas que se emplean en masa y reiteradamente, darles las formas que admita el mecanizado en grupo, aplicando herramienta combinada;

garantizar la posibilidad de mecanizar agujeros precisos paralelos y coaxiales con una colocación de la pieza, que facilite la obtención de coaxialidad y de distancias exactas entre los centros;

prever la división precisa de las superficies que se mecanizan en distintas operaciones, con diversa herramienta y con diferente grado de exactitud;

entre las superficies que se mecanizan y las próximas que no se mecanizan hay que prever una distancia que asegure la elaboración para las máximas oscilaciones posibles de las dimensiones de la pieza bruta, según las condiciones de producción;

evitar el mecanizado en conjunto de piezas montadas que altera la continuidad del flujo de producción, que disminuye la intercambiabilidad y que dificulta el intercambio de las piezas durante la explotación;

reducir la nomenclatura de las herramientas a utilizar, unificando las dimensiones y la forma de los elementos a mecanizar;

en la producción en pequeños lotes y de piezas sueltas reducir al mínimo el empleo de herramienta de corte especial, pasando, en lo posible, con herramientas estandartizadas;

dar a las superficies a mecanizar una forma que asegure el trabajo uniforme y sin impacto de la herramienta;

descargar la herramienta de cuchillas múltiples cilíndrica (brocas, escariadores, avellanadores, ect.) de la presión unilateral durante el mecanizado;

dar a los sectores que se mecanizan rigidez alta y uniforme que asegure una elaboración precisa y limpia y que contribuya al empleo de procedimientos productivos de tratamiento mecánico;

prever bases convenientes para controlar las dimensiones, con empleo, en lo posible, de herramientas de medida universales.

4.1. Disminución del volumen del tratamiento mecánico

En la figura 126 se exponen ejemplos de cómo eliminar el tratamiento mecánico sobrante. En el conjunto de sujeción de la guía (vista *a*) es conveniente disminuir la profundidad de la cavidad fijadora en el cuerpo (vista *b*) hasta la magnitud suficiente para la fijación fiable.

En las piezas de fundición (alojamiento para sujetar el tornillo, vistas *c*, *d*; tapa, vistas *e*, *f*; pieza tipo armazón, vistas *g*, *h*) conviene disponer las superficies que necesitan elaboración por encima de las brutas contiguas.

En el conjunto de colocación de los cojinetes de contacto rodante (vista *i*), al tratamiento mecánico de precisión deben someterse los sectores estrictamente limitados de las superficies de trabajo (vista *j*).

En las vistas *k*, *l*, se muestra la reducción de la extensión de la cintura de enmangado de los manguitos en el cuerpo; en las vistas *m*, *n*, de la cintura centradora del tornillo prisionero.

Para las piezas fabricadas de productos laminados redondos, la reducción del volumen de tratamiento mecánico y la disminución del volumen de la viruta arrancada se alcanza principalmente con la reducción de los saltos entre los diámetros de las piezas, parti-

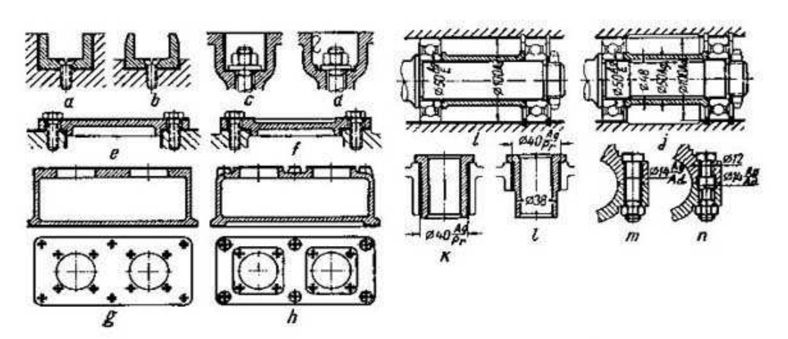


Fig. 126. Reducción del tratamiento mecánico

cularmente de los diámetros máximos que determinan la parte principal del material que se desprende.

En el eje escalonado (fig. 127, *a*), debido a la presencia del espaldón aumenta el diámetro *D* de la pieza bruta y aumenta brus-

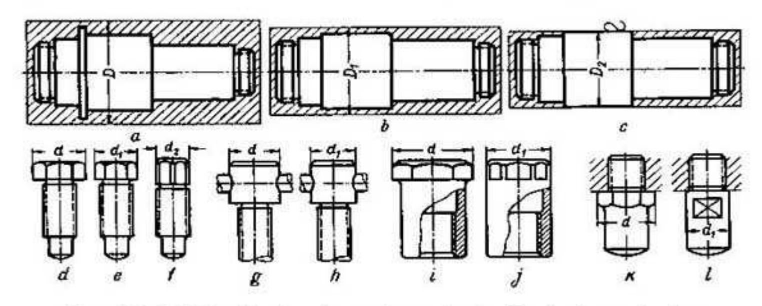


Fig. 127. Fabricación de piezas de productos laminados redondos

camente el volumen de la vitura arrancada. El gran salto de los diámetros de los escalones, a su vez, provoca el aumento del volumen de tratamiento mecánico. El volumen de la viruta arrancada es de un 135% del volumen del producto terminado; el coeficiente de utilización del material de la pieza bruta es igual a 0,43, es decir, más de la mitad del volumen de la pieza bruta se convierte en viruta.

En la construcción del eje sin espaldón y con disminución del salto de los diámetros de los escalones (vista *b*) el volumen de la viruta desprendida, debido a la disminución del diámetro D de la pieza bruta, se reduce 3 veces en comparación con la variante anterior. Una gran parte de esta disminución hasta el diámetro D_1 (80%) está condicionada por la eliminación del espaldón. El coeficiente de utilización del material sube hasta 0,7.

En la vista *c* se muestra la ulterior reducción del volumen de la viruta arrancada, conseguida fabricando la pieza de varilla puramente estirada con diámetro igual al diámetro máximo D_2 del eje. El coeficiente de utilización del material aquí aumenta hasta 0,8.

Ejemplos de reducción del tratamiento mecánico mediante la disminución del diámetro máximo de las piezas se muestran en las vistas *d—f* (tornillo de presión), *g*, *h* (giramachos), *i*, *j* (casquete), *k*, *l* (pie).

El diámetro del producto es necesario concordarlo con los diámetros estandartizados de los productos laminados redondos. El diámetro máximo del producto debe ser menor que el diámetro estandartizado próximo del laminado en la magnitud igual al sobreespesor diametral *a* para el maquinado.

El valor de *a* puede determinarse de la correlación

$$a = b\sqrt[6]{DL},$$

donde D es diámetro de la superficie que se mecaniza, en mm; L es la longitud de la pieza bruta, en mm; b es un coeficiente igual para los distintos tipos de mecanizado:

Operación	Mecanizado		Sobreespesor total
	de desbaste	brillante	
Torneado	0,5	0,4	0,9
Rectificado	0,2	0,1	0,3

Las piezas de sujeción de producción en gran escala es mejor fabricarlas de laminado calibrado conservando la mayor parte posible de la superficie no trabajada de la pieza bruta.

En la figura 128, *a*, *b* se expone un ejemplo de cómo reducir el volumen de trabajo mediante la fabricación de espárragos de varilla calibrada puramente estirada.

La construcción de la tuerca hexagonal con ribete anular (vista *c*) para la producción en gran escala no es aplicable. La fabricación de este tipo de tuercas puede realizarse sólo por piezas sueltas. La construcción *d*, *e*, se fabrica de barra de sección hexagonal.

La construcción de la tuerca estriada cilíndrica con salida de las estrías a la superficie del cilindro (vista *f*), que exige el fresado indi-

vidual de las tuercas, no reúne requisitos de ingeniería. Las construcciones correctas adaptadas para la fabricación de barra calibrada estirada en frío están representadas en las vistas *g*, *h*.

Puede lograrse una considerable reducción del tratamiento mecánico de las piezas cilíndricas huecas fabricándolas de tubos.

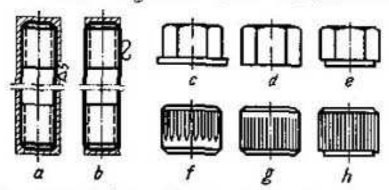


Fig. 128. Fabricación de piezas de sujeción de producción en gran escala, de productos laminados

En la figura 129, *a* se muestra una columna hueca fabricada de barra maciza. El tratamiento mecánico se reduce considerablemente, si se fabrica la columna de tubo sin costura y se deja la superficie interior bruta (vista *b*). El volumen de tratamiento mecánico se reduce aún más, si se disminuye el diámetro del espaldón (vista *c*).

En la vista *d* se muestra el cuerpo de un cojinete de contacto rodante. La fabricación de la pieza *1* (vista *e*) de lingote cilíndrico

Fig. 129. Fabricación de piezas cilíndricas

es laboriosa; el 85% del volumen de la pieza bruta se pierde en viruta.

En la vista *f*, se muestra el cuerpo dividido en tres partes. Las gualderas laterales se fabrican de chapa, la parte central, de tubo

de pared delgada. En la producción en gran escala, es mejor hacer la pieza *1* estampada (vista *g*).

Al fabricar piezas que se ejecutan seccionando las piezas brutas cilíndricas (vistas *h—k*), conviene designar las dimensiones angulares de las piezas, con el fin de aprovechar al máximo las piezas brutas, de modo que la pieza entre un número entero de veces en la circunferencia de la pieza bruta, además, teniendo en cuenta la anchura de la fresa de muesca.

Las piezas representadas en las vistas *h*, *j*,se han ejecutado sin tener en cuenta la anchura *s* de la fresa de muesca, debido a lo cual en el primer caso, la mitad, aproximadamente, y en el segundo, una tercera parte de la pieza bruta se desperdicia. En las construcciones *i*, *k*, las dimensiones de las piezas se han elegido teniendo en cuenta la ranura; la pieza bruta se utiliza por completo.

4.2 Paso a la forja y al estampado

Lo más racional es ejecutar las piezas de piezas brutas con forma próxima a la forma del producto definitivo, que se obtienen fabricándolas por estampado en caliente en matrices cerradas. Además de la disminución del tratamiento mecánico, el estampado aumenta la resistencia mecánica gracias a la compresión del metal, formación de textura fibrosa y recristalización que tiene lugar al enfriarse la pieza bruta y que va acompañada de la formación de diminutos granos equiaxiales.

Las piezas enteramente estampadas con todas las otras condiciones iguales son más sólidas, ligeras y necesitan menos tratamiento mecánico que las piezas compuestas.

El empleo de matrices es económicamente ventajoso en la producción en gran escala, cuando los gastos primordiales en la fabricación de matrices se cubren rápidamente con el aumento de la productividad y disminución del tratamiento mecánico. Sin embargo, gracias a la elevada resistencia mecánica de los productos estampados, el estampado con frecuencia se aplica en la producción de máquinas de responsabilidad, independientemente de la escala de producción y del coste de fabricación.

La calibración en frío (troquelado) aplicada como operación definitiva, después del estampado en caliente, garantiza la más alta exactitud y pureza de la superficie. A veces, el troquelado excluye totalmente la necesidad del tratamiento mecánico.

En la figura 130 se exponen procedimientos para fabricar una pieza en forma de cazoleta (la pieza se muestra en la figura con líneas finas).

La fabricación de esta pieza torneándola de un lingote cilíndrico (fig. 130, *a*) resulta muy laboriosa. La pieza se debilita por el corte de las fibras del material.

En la figura 130, *b* se representa una pieza bruta obtenida en un martinete en estampa lisa con matriz perfilada y con percusor plano; *c*, *d* son las mismas, pero con percusor y matrices perfiladas.

Al estampar en estampa cerrada de surco único (vista *e*) una gran parte de las superficies adquiere la forma definitiva, a excepción de las superficies que deben someterse a tratamiento mecánico.

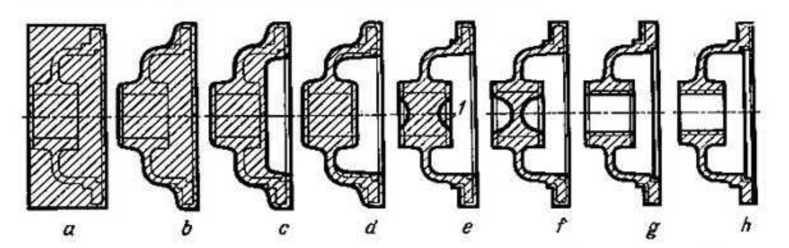


Fig. 130. Procedimientos para fabricar una pieza en forma de cazoleta

El agujero se señala con las cavidades *1*. El exceso en el agujero se elimina con el tratamiento mecánico o con las siguientes operaciones de estampado.

Al estampar en surco acabado (vista *f*) la exactitud de las paredes que no se elaboran es mayor; los sobreespesores para el maquinado

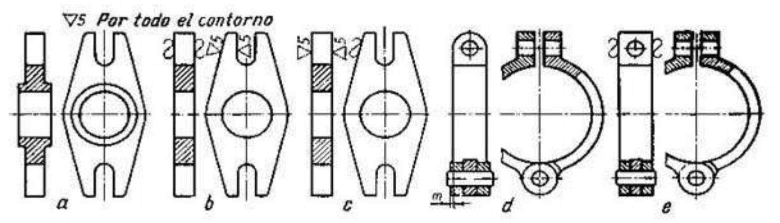


Fig. 131. Simplificación del mecanizado de piezas de forma

son menores. El tabique en el agujero se elimina con troquel de punzonar.

En la figura 130, *g*, se muestra una pieza bruta obtenida en una máquina de forja horizontal con agujereado en caliente.

En el calibrado en frío (troquelado) a todas las superficies se les da un aspecto terminado (vista *h*), a excepción de las superficies que necesitan un mecanizado particularmente preciso (agujero de encaje, rebajo centrador, extremo de la brida).

Las piezas perfiladas planas deben hacerse de chapa.

La elaboración circular laboriosa de la pieza mostrada en la figura 131, *a* puede simplificarse fabricando la pieza de chapa (vis-

ta *b*) con el mecanizado en grupo del contorno exterior por fresado o cepillado de forma. Puede también prepararse el perfil por extrusión con su siguiente recorte (vista *c*).

La abrazadera representada en la figura 131, *d*, debe fabricarse por elaboración circular laboriosa o por estampado con el ulterior acabado circular. Cambiando insignificante la construcción (eliminando los salientes *m* en la orejeta) pueden fabricarse las abrazaderas de chapa (vista *e*) con fresado de forma del contorno exterior.

4.3 Construcciones compuestas

Las construcciones compuestas se emplean en el caso de producción en pequeña escala, cuando la fabricación de las estampas no se justifica económicamente.

Ejemplos de cómo dividir las piezas como medio para disminuir los desechos de metal en viruta se dan en la figura 132, *1*, *2* (grifo de macho), *3*, *4* (émbolo), *5—7* (empotramiento de una columna). La división de las piezas con frecuencia permite disminuir el volumen de trabajo en el tratamiento mecánico.

En el conjunto que consta de empaquetadura de laberinto y empaquetadura de aros de muelle seccionados (vista *8*), prácticamente no se puede fabricar la pieza *a*, por cuanto es imposible acercar la herramienta de corte a los peines del laberinto interior y a las ranuras de los aros de muelle. La división de la pieza en dos partes (vista *9*) permite elaborarla sin dificultad.

En las vistas *10*, *11* se muestra la simplificación del mecanizado de la ranura anular en T, mediante la división de la pieza en dos partes.

La pieza con cubo interior (vista *12*), puede mecanizarse con el indispensable grado de pureza sólo con ayuda de una muela de copa (vista *13*). En la construcción compuesta (vista *14*) el cubo separable se mecaniza por rectificado exterior.

En la figura 132, *15—34* se aportan ejemplos de división de piezas de configuración compleja: racor (vistas *15*, *16*), pieza de cazoleta con superficie esférica interior (*17*, *18*), eje hueco con tabique interior (*19*, *20*).

Es dificultosa la elaboración de los salientes cilíndricos y esféricos, el eje de los cuales no coincide con el eje de rotación de la pieza. Para cilindrarlos serán necesarios aditamentos especiales (centrotrasladador); el rectificado es posible sólo valiéndose de muelas de copa. Tales partes es mejor hacerlas separables.

La construcción de una pieza conductora con bulones ejecutados de una sola pieza con el cuerpo (vista *21*) no reúne requisitos de ingeniería. Es mejor colocar los bulones en agujeros (vistas *22*, *23*), cuya coordinación y fabricación precisa no presenta dificultades.

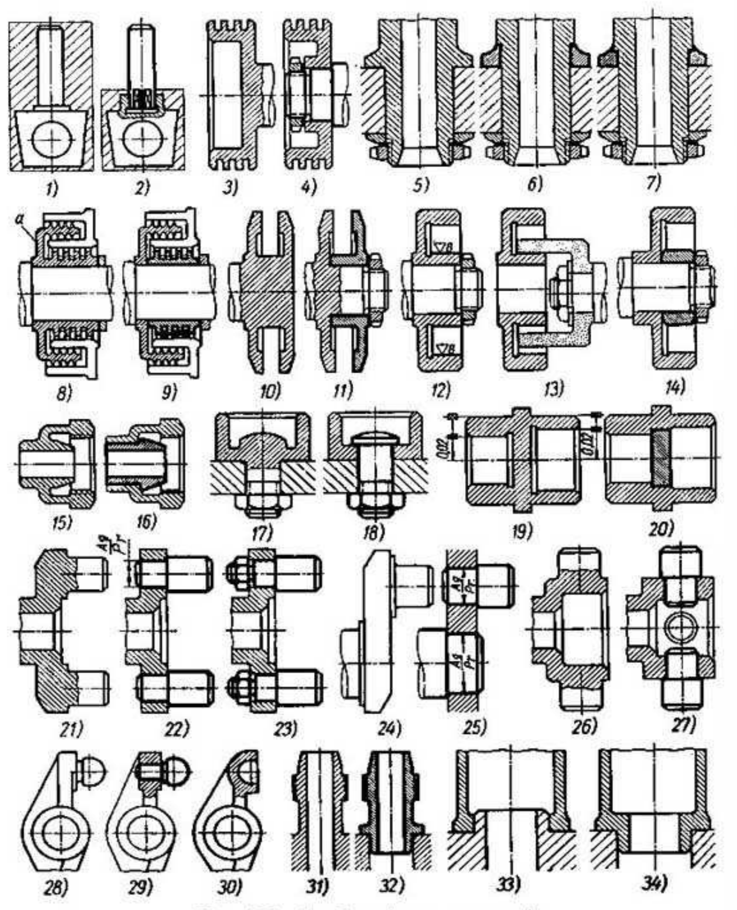


Fig. 132. Construcciones compuestas

La ejecución de las partes salientes de una sola pieza con la pieza es admisible, si éstas no son más de dos y están dispuestas por distintos lados de la pieza (por ejemplo, las manivelas frontales, vista *24*). No obstante, tecnológicamente es más preferente la construcción compuesta (vista *25*), aunque por su resistencia mecánica ésta es inferior a la enteriza.

Ejemplos de construcciones compuestas se exponen en las vistas *26*, *27* (órgano de arrastre en cruz); *28*, *29* (palanca con percusor esférico). En el último caso es normal también otra solución: la sustitución de la cabeza por una copa esférica (vista *30*).

Las roscas exteriores en las partes salientes de las piezas tipo armazón (vista *31*) hay que filetearlas a mano, lo que no es admisible para la producción en gran escala. Es mejor hacer estas piezas separables (vista *32*).

Hay que evitar el centrado por los ribetes exteriores en las piezas tipo armazón (vista *33*), sustituyéndolo por el centrado según los agujeros (vista *34*).

4.4 Cómo evitar el mecanizado demasiado preciso

Las dimensiones con tolerancias (dimensiones de clase) deben emplearse sólo en los casos de necesidad. Conviene elegir la clase de precisión más baja admisible por las condiciones de intercambiabilidad y del funcionamiento fiable del conjunto.

Las superficies, la exactitud de fabricación de las cuales no influye en el trabajo del conjunto en total, deben elaborarse por clases de precisión más bajas que las superficies de trabajo.

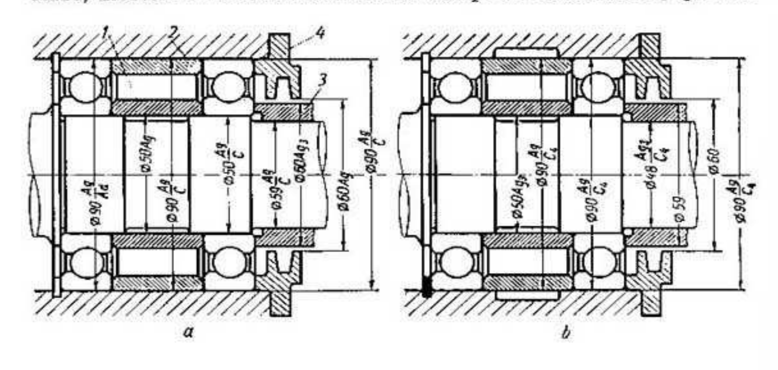
En la figura 133, *a* se representa el conjunto de colocación del árbol en cojinetes de contacto rodante. Las superficies de encaje para los cojinetes, se han ejecutado por la 2ª clase de precisión. Con esta misma exactitud se han ejecutado las superficies centradoras de los casquillos intermedios *1*, *2*, *3* y del cuerpo de la empaquetadura de entalla *4*, mientras que sin ningún perjuicio para la capacidad de trabajo del conjunto puede designarse para estas superficies tolerancias más bastas, por ejemplo, según la 3ª y 4ª clases (vista *b*).

No hay fundamento para designar las dimensiones de clase para el diámetro interior del cuerpo de la empaquetadura *4* y el diámetro exterior del casquillo *3*, por cuanto entre estas superficies existe una holgura igual a 0,5 mm por cada lado. Estas dimensiones pueden ejecutarse sin tolerancias.

Al fijar el cojinete de bolas con aros en el árbol y en el cuerpo (vistas *c*, *d*) no hay necesidad de colocar anillos de retén en la ranura por el ajuste corredizo y mecanizarlos por la 2ª clase de precisión, ya que la densidad del ajuste de los anillos y la exactitud de la fijación del cojinete se determinan sólo por la dimensión externa 24 A_3 entre los extremos finales de las ranuras y el espesor sumario de las piezas internas encerradas en este intervalo (fiadores, aro del cojinete). Para simplificar el mecanizado es mejor encajar los anillos de retén en la ranura con holgura axial $\sim$0,3 mm (vista *d*).

En la figura 133, *e*, se muestra la fijación axial de un cojinete de bolas en el cuerpo con ayuda de las gualderas *5*. Con el fin de

hacer la fijación sin holgura, los extremos del cuerpo se mecanizan por la 2 clase de precisión en la dimensión igual a la anchura del collar del cojinete (20*C*). La fabricación del conjunto puede simplificarse, mecanizando los extremos del cuerpo sin tolerancia y garanti-



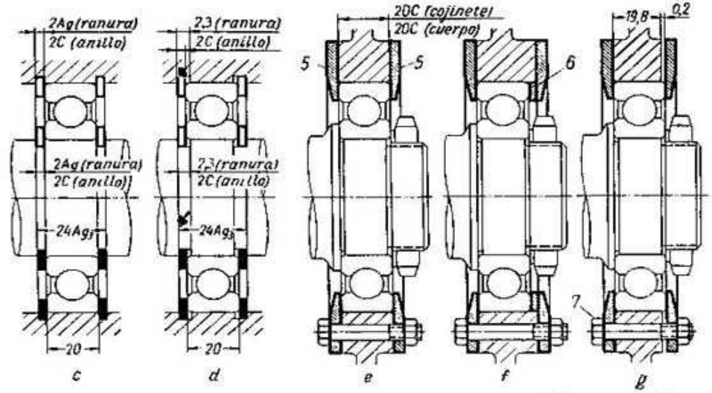


Fig. 133. Eliminación de las exactitudes excesivas del mecanizado

zando la fijación sin holgura con ayuda del aro calibrado *6* (vista *f*). Aún es más sencillo dar al cuerpo una anchura de 0,1—0,2 mm menor que la anchura del cojinete (dimensión 19,8 en la fig. 133, *g*). Al apretar los tornillos de sujeción *7* las gualderas, deformándose elásticamente, fijan el cojinete en sentido axial.

4.5 Mecanizado de avance pasante

Para aumentar la productividad del tratamiento mecánico y mejorar su pureza y, exactitud tiene una gran significación el mecanizado de *avance pasante* con entrada y salida libres de la herramienta de corte fuera del límite de la superficie que se elabora.

La construcción de la pieza tipo armazón representada en la figura 134, *a* no reúne requisitos de ingeniería, ya que la carrera de

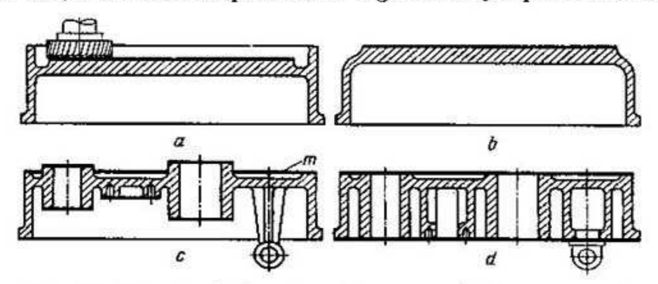


Fig. 134. Mecanizado de piezas tipo armazón de una pasada

la herramienta de corte (fresa de refrentar), a lo largo de la superficie que se elabora, está limitada por las paredes de la pieza.

Las condiciones de corte son distintas en los diversos sectores de la superficie a mecanizar. Al principio la pieza se acerca a la fresa con avance axial; tiene lugar la penetración de la fresa en el metal, con la cual es difícil obtener una superficie limpia. Para que se obtenga una pureza más o menos igual en toda la extensión de la superficie a mecanizar hay que hacer varias pasadas.

Los procedimientos del mecanizado productivo: corte rápido, mecanizado según operaciones ajustadas, así como el mecanizado en grupo, en este caso no son aplicables. Cada pieza hay que elaborarla individualmente, invirtiendo mucho tiempo en acercar y apartar la fresa y reglar la medida.

En la construcción correcta con superficie a trabajar saliente (vista *b*), la fresa trabaja de una pasada, elaborando el plano con igual pureza, a alta productividad.

En la vista *c* se muestra la construcción de una placa que no reúne *requerimientos* de ingeniería. Las superficies que hay que elaborar están dispuestas a distintos niveles; el maquinado de cada una de ellas exige una operación aislada. El contorno de la brida superior *m*, debido a la presencia de tetones interiores, hay que trabajarlo con avance combinado transversal y longitudinal del producto. El soporte que sale por encima de la superficie inferior con agujero transversal estorba el mecanizado del plano inferior y la colocación de la placa al maquinar los planos superiores. Es incómodo taladrar

el agujero transversal en el soporte, particularmente si aquél está alejado de los bordes exteriores de la placa.

En la construcción que reúne requisitos de ingeniería (vista *d*) todas las superficies a mecanizar están dispuestas a un mismo nivel. El soporte se ha hecho separable. El mecanizado se realiza en dos fases: con pasada de las superficies superior e inferior de la placa.

En la figura 135 se muestran ejemplos de cómo ejecutar agujeros de precisión. En la construcción *1* el cojinete se ha colocado en un cuerpo desarmable (montaje radial) en el alojamiento limitado por ambos lados por paredes. Es muy difícil mecanizar la superficie de encaje del alojamiento.

Tampoco reúne requisitos de ingeniería la construcción *2* (variante de colocación de un cojinete en un cuerpo enterizo con montaje axial). El mecanizado preciso de la superficie de encaje es dificultoso por la presencia de un ribete que fija el cojinete en sentido axial.

Son correctas las construcciones con la superficie de encaje trabajada de una pasada. El cojinete, en este caso, se fija en sentido axial con anillos de retén (vista *3*) o con casquillos intermedios (vista *4*), de los cuales uno se ha fijado en el cuerpo y el otro sirve para apretar los anillos del cojinete. En las vistas *5*, *6*, se muestran construcciones no racional (*5*) y racional (*6*) del cuerpo de un cojinete de contacto rodante.

El conjunto de colocación de cojinetes de contacto rodante en el piñón con ribete para fijar los cojinetes (vista *7*) no reúne requisitos de ingeniería. Es particularmente difícil, en este caso, asegurar la concentricidad de las superficies de encaje que se mecanizan con distintas colocaciones. Al sustituir el ribete por anillos de retén (vista *8*) resulta posible mecanizar los agujeros de una pasada.

En el conjunto para colocar el émbolo buzo en un agujero ciego (vista *9*), es dificultoso el mecanizado del agujero y esmerilado del émbolo buzo. En este caso es necesario hacer el agujero pasante (vista *10*).

En la tapa con brida de forma *m* trabajada por fresado (vista *11*) es conveniente atribuir a la brida una forma que garantice el mecanizado de una pasada (vista *12*).

En la construcción *13*, las superficies para las tuercas se mecanizan cada una aisladamente con ayuda de una fresa de refrentar. Variando la forma de las superficies de apoyo (vista *14*) pueden mecanizarse todas las superficies de apoyo de una pasada, con lo cual la productividad del maquinado aumenta considerablemente.

Es más ventajoso ejecutar las ranuras (vista *15*) abiertas (vista *16*), ya que en este caso se simplifica el mecanizado, y las facetas laterales de las ranuras pueden ejecutarse con más alta exactitud.

Ejemplos del cambio de las construcciones para garantizar la posibilidad de mecanizar de una pasada se muestran en las vistas *17*, *18* (ajuste de un casquillo en una pieza tipo armazón), *19*, *20* (conjunto de transmisión del momento torsional en una unión embridada) y *21*, *22* (sujeción con pasador de un árbol).

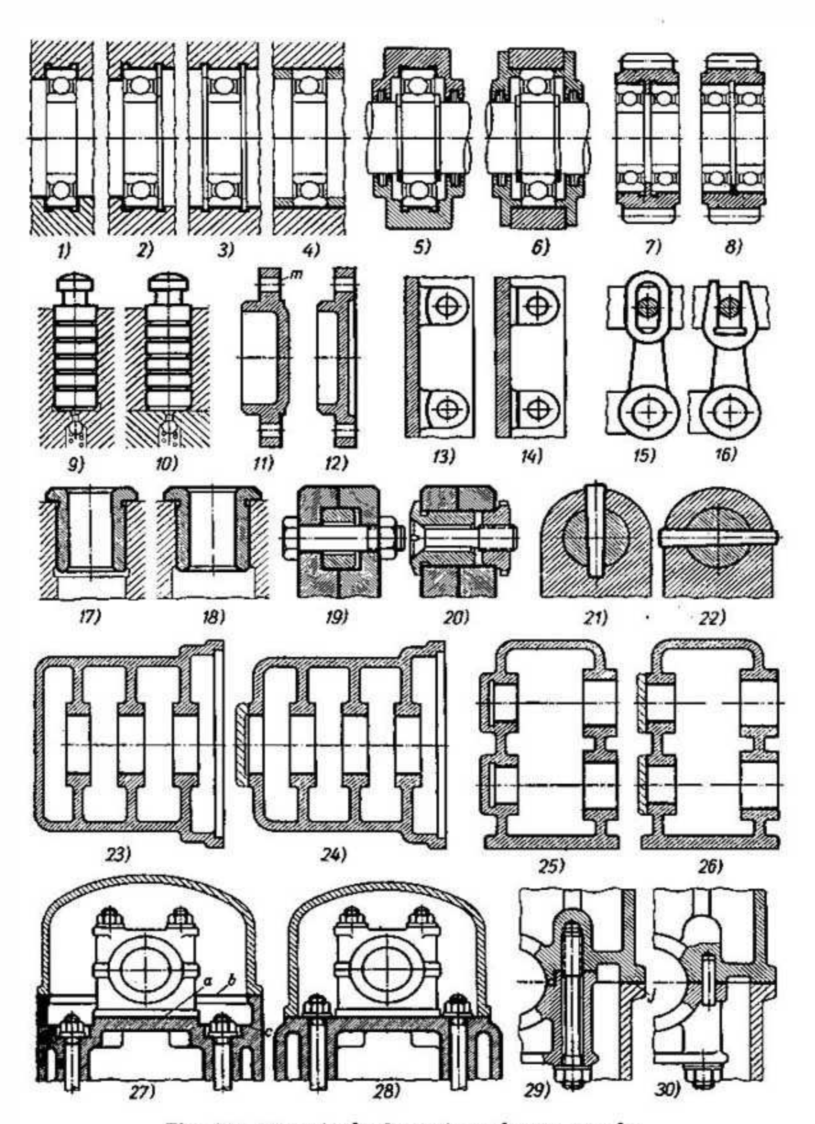


Fig. 135. Mecanizado de agujeros de una pasada

En las vistas *23*, *25* se representan construcciones incorrectas de piezas tipo armazón con agujeros dispuestos en línea. En presencia de paredes sin huecos es necesario mecanizar los agujeros con mandril de cuchilla voladizo, cuyo extremo es inestable y flexiona bajo la acción del esfuerzo de corte.

En las vistas *24*, *26*, en los cuerpos se han previsto agujeros, a través de los cuales puede hacerse pasar el mandrino, dándole un segundo apoyo.

En las vistas *27*, *30* se muestran ejemplos de cómo simplificar el mecanizado, situando las superficies a mecanizar en un plano. En la construcción de la culata en bloque de un motor (vista *27*), el mecanizado se realiza según tres niveles: por el plano *b*

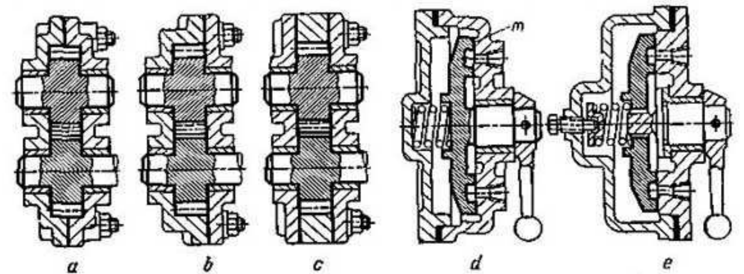


Fig. 136. Mecanizado de agujeros y planos de una pasada

de empalme de la culata con la tapa, por el plano *a* de colocación de los cojinetes del eje de distribución y por las superficies de apoyo de las tuercas de los tornillos de sujeción.

Es racional la construcción en la que todos los tres planos están situados a un mismo nivel y se mecanizan de una pasada (vista *28*).

En el conjunto de sujeción de la suspensión del cojinete al cárter (vista *29*), la suspensión se fija con ayuda de ribetes, lo que excluye el mecanizado de una pasada de las superficies de empalme del cárter y de las suspensiones.

En la construcción *30* la fijación de la suspensión se ha ejecutado con pasadores de control, lo que garantiza la posibilidad del maquinado de una pasada.

La construcción de la bomba de engranajes (fig. 136, *a*) no reúne requerimientos de ingeniería. Los alojamientos para los piñones son ciegos y están dispuestos en distintas mitades del cuerpo; es difícil en estas condiciones asegurar la coaxialidad del alojamiento. Es algo mejor la construcción donde los alojamientos están dispuestos en una mitad del cuerpo (vista *b*). Reúne mayores requisitos de ingeniería la construcción donde el cuerpo consta de tres partes (vista *c*). Los alojamientos situados en la parte central del cuerpo, asimismo las superficies de trabajo de las gualderas del cuerpo se mecanizan de una pasada.

En la vista *d* se muestra una construcción no conveniente de un distribuidor plano. La superficie de trabajo *m* del cuerpo está situada en la cavidad cilíndrica; no es posible rectificar esta superficie con la indispensable exactitud. También son desfavorables las condiciones del rectificado de la superficie de trabajo del distribuidor. La no perpendicularidad insignificante de la superficie respecto al eje del distribuidor puede alterar la hermeticidad de la empaquetadura.

An la construcción *e* las superficies de trabajo del cuerpo y del distribuidor se someten al mecanizado de una pasada en una rectificadora planeadora.

En la construcción *e* se han introducido también otros perfeccionamientos. El distribuidor está unido con el árbol por estrías, lo que asegura la libertad del autoajuste del distribuidor respecto del cuerpo y aumenta la fiabilidad de la empaquetadura. El muelle que aprieta al distribuidor se apoya en la tapa del cuerpo por la atriculación esférica. Esto contribuye a la transmisión uniforme de la fuerza de apriete sobre el distribuidor y disminuye el rozamiento, al girar el distribuidor.

4.6 Salida de la herramienta para elaborar

El mecanizado de una pasada no siempre es realizable por las condiciones constructivas. En estos casos, es necesario prever la *sobrecarrera* de la herramienta de corte respecto a la superficie que

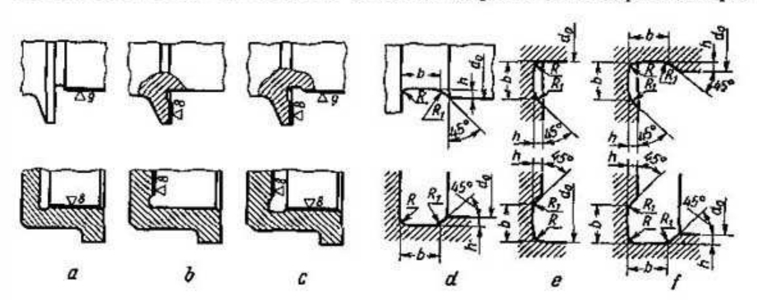


Fig. 137. Rebajos para la salida de la herramienta de corte

se trabaja, a la distancia suficiente para obtener la pureza y exactitud prefijada.

Al mecanizar con precisión superficies cilíndricas escalonadas la salida de la herramienta se asegura, introduciendo en los sectores de conjugación ranuras de una profundidad de varias décimas de milímetro.

Si al mecanizado de precisión se somete solamente la superficie cilíndrica entonces se hacen rebajos cilíndricos (fig. 137, *a*). Para

el mecanizado preciso de las superficies extremas se hacen rebajos extremos (vista *b*). Para el mecanizado de precisión simultáneo de un cilindro y el extremo que linda con éste se hacen ranuras diagonales (vista *c*). Las formas de las ranuras para la salida de la muela de rectificar se exponen en las vistas *d* (rectificado por el cilindro), *e* (rectificado por el extremo) y *f* (rectificado por el cilindro y extremo).

Las dimensiones de las ranuras según sea el diámetro d_0 del cilindro se indican a continuación (en mm):

d_0	Hasta 10	10—50	50—100	Más de 100
b	2	3	5	8
h	0,25	0,25	0,5	0,5
R	0,5	1,0	1,5	2,0
R_1		$\approx 2\ h$		

En la figura 138 se exponen formas de conjugación de superficies de piezas tipo de construcción de maquinaria.

Los sectores del árbol escalonado (vista *1*), próximos a la unión de la superficie cilíndrica con el extremo del espaldón no es posible mecanizarlos con pureza. En el sector de conjugación es mejor hacer una ranura para la salida de la herramienta (vista *2*). Este procedimiento no se recomienda para las piezas altamente cargadas, ya que los rebajos son concentradores de tensiones. En estos casos conviene ejecutar la conjugación con redondeo (vista *3*) realizado al tornear con cuchilla de redondear ángulos, y en el rectificado, empleando muela de rectificar con redondeo.

Para obtener superficies interiores de precisión (vista *4*) es necesario introducir rebajos internos (vista *5*) o, mejor, garantizar el mecanizado de avance pasante (vista *6*).

Las construcciones con salida de la rosca al extremo escalonado (vistas *7*, *13*) prácticamente no son ejecutables. Conviene terminar la rosca a la distancia $l \geqslant 4S$ del extremo (vistas *8*, *14*), donde S es el paso de la rosca; o separarla de las superficies contiguas con una ranura (vistas *9*, *15*) de diámetro $d_1 \leqslant d - 1{,}5S$ para las roscas exteriores, y $d_2 \geqslant d + 0{,}25$ para las roscas interiores, donde d es el diámetro nominal de la rosca, en mm.

La anchura de las ranuras, al filetear la rosca exterior con cuchillas y terrajas se hace por término medio $b = 2S$; al filetear roscas interiores con cuchillas $b = 3S$. La misma regla conviene observar para los árboles lisos (vistas *10*, *11*) y agujeros (*16*, *17*).

Las superficies contiguas a la rosca es mejor disponerlas por debajo (vistas *12*, *18*), garantizando de este modo el mecanizado de avance pasante. Los diámetros d_1 y d_2 de estas superficies se determinan de las correlaciones aportadas anteriormente.

Para elaborar ranuras longitudinales en los agujeros es necesario asegurar la salida del mortajador, por ejemplo, en el taladrado transversal m (vista *19*) o en la ranura anular (vista *20*) con radio

$R \geqslant \sqrt{h^2 + \frac{c^2}{4}}$ (donde h es la distancia del fondo de la ranura al centro; c es el ancho de la ranura). Lo más racional es que la super-

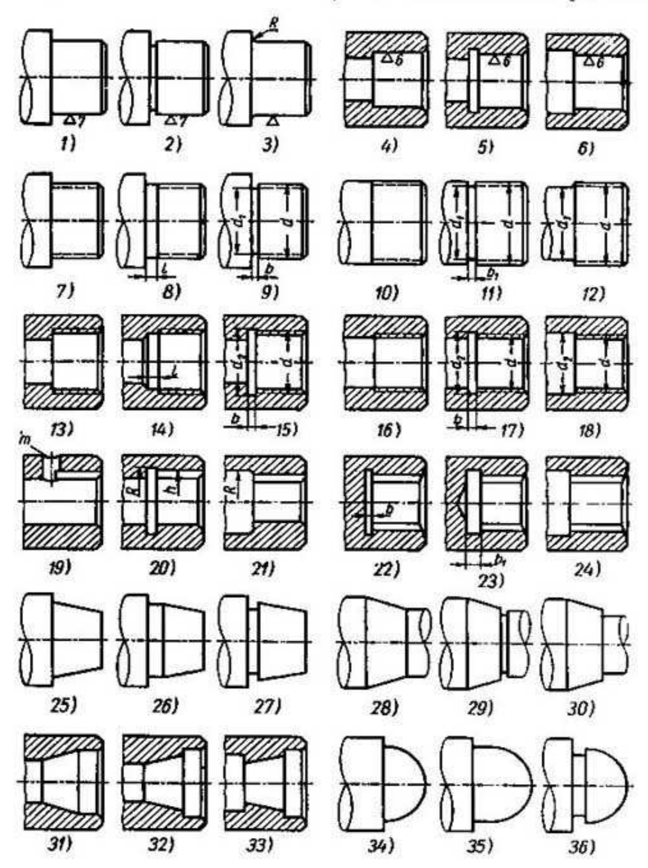


Fig. 138. Conjugaciones de superficies

ficie contigua esté situada por debajo de la cavidad de la ranura (vista *21*).

La construcción del agujero ciego con estrías elaboradas por brochado a contracción (vista *22*) es errónea: la anchura b de la ranura al final de las estrías es insuficiente para la salida de la

brocha. En la construcción *23* la longitud de las estrías se ha disminuido; la anchura *b'* de la cavidad se ha aumentado. La disminución de la superficie contigua (vista *24*) permite trabajar las estrías por brochado a tracción con mayor productividad y exactitud.

En las vistas *25*, *28* y *31* se muestran formas que no reúnen requisitos de ingeniería de superficies cónicas, que no garantizan la sobrecarrera y penetración de la herramienta. En las vistas *26*, *27*, *29*, *30*, *32* y *33* se exponen construcciones correctas. En las vistas *34*, *35* se representa la ejecución incorrecta y en la vista *36* la correcta de las superficies esféricas.

Examinemos ejemplos de construcciones incorrecta y correcta de conjuntos y piezas tipo de la construcción de maquinaria.

En la construcción del árbol estriado con estrías de perfil de flanco recto (fig. 139, *1*) no es posible rectificar las facetas de trabajo y las superficies centradoras del árbol. Para la salida de la muela de rectificar es necesario rebajar la superficie del árbol en las bases de las estrías (vista *2*) o prever ranuras (vista *3*).

En las vistas *4*, *5* se representan respectivamente construcciones no correctas y correctas de una guía prismática, en las vistas *6*, *7*, de una galga para dimensiones exteriores.

Para simplificar el mecanizado de la cavidad interior de una quicionera axial con rodamiento de bolas (vista *8*) es necesario hacer una ranura en la base de la cavidad (vista *9*) o aplicar construcciones compuestas *10*, *11*.

En la rueda de marcha libre (vista *12*) las superficies de trabajo espirales de los dientes (elaboradas, habitualmente, en rectificadoras para destalonar) conviene hacer rebajos internos para la salida de la muela abrasiva (vista *13*).

En el manguito entallado (vista *14*) es imposible fresar las entallas, ya que la fresa topa en la pared del mismo. Si en lugar de hacer tres entallas se hacen cuatro (vista *15*) las entallas pueden fresarse de una pasada.

Es muy difícil elaborar una ranura en el extremo del árbol (vista *16*). Si se da salida a la herramienta de corte en taladro transversal por la base de la ranura (vista *17*), surge la posibilidad de taladrar el árbol por los extremos de la ranura (líneas punteadas) y eliminar el tabique entre los agujeros por cepillado. Con la construcción compuesta el mecanizado es aún más sencillo, metiendo a presión un bandaje en la parte entallada del árbol (vista *18*).

Las ranuras de extremo en el árbol (vista *19*) pueden ejecutarse sólo por recalcado. La separación de las ranuras de la superficie cilíndrica del árbol con entalla anular (vista *20*) permite elaborar las ranuras por cepillado. En la construcción compuesta (vista *21*) es posible un mecanizado más preciso y productivo de las ranuras por fresado de avance pasante.

En la pieza de forma de cazoleta (vista *22*) el muñón del árbol puede rectificarse sólo por procedimiento caro y poco productivo: con ayuda de una muela de copa, colocada excéntricamente respecto

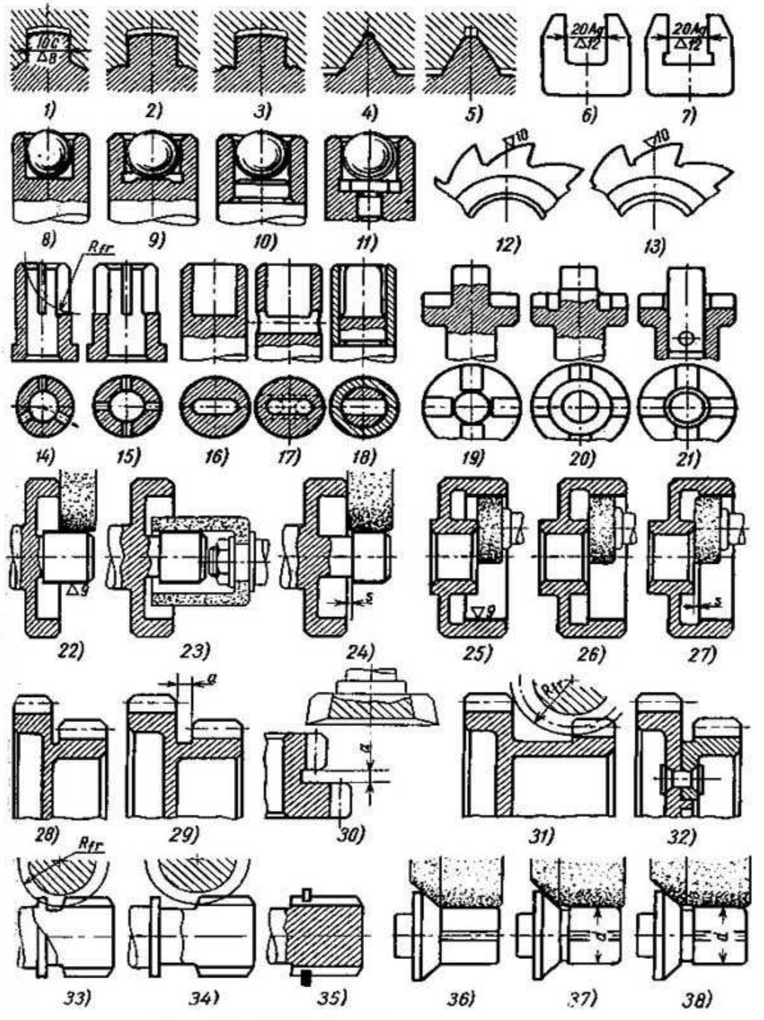


Fig. 139. Salida de la herramienta de corte

al árbol (vista *23*). Para garantizar el rectificado cilíndrico el muñón debe ser sacado de la copa a la distancia *s* suficiente para la salida de la muela (vista *24*).

En la pieza tipo cazoleta (vista *25*) el extremo saliente del cubo obstaculiza el rectificado de la superficie interior. Tampoco es correcta la construcción *26*, donde el final de la superficie a rectificar coincide con el extremo del cubo: en los sectores finales de la superficie, que se rectifican con el borde de la muela, se forma rebaba.

En la construcción correcta *27* el extremo del cubo se ha desplazado respecto a la superficie que se rectifica a la magnitud *s* que garantiza la pureza del mecanizado de toda la superficie.

En el pinón en bloque (vista *28*), para el tallado de los dientes del piñón pequeño hay que prever la distancia *a* (vista *29*) suficiente para la salida del mortajador (vista *30*). La magnitud mínima de *a* (en mm) según sea el módulo *m* del diente se da a continuación:

m	1—2	3—4	5—7	8—10	12—14
a	4—5	6—7	8—9	10	14

Al tallar dientes con fresa matriz se necesitan distancias considerablemente mayores, determinadas por el diámetro de la fresa (vista *31*) y por el ángulo (en el plano) de su colocación respecto del eje del árbol. Si se necesita una disposición próxima de las coronas, en estos casos, conviene aplicar la construcción compuesta (vista *32*).

Para que al mecanizar las estrías por método de engendrado la fresa matriz no penetre en el ribete de tope del árbol (vista *33*), el ribete debe alejarse a una distancia, con la cual puedan elaborarse las estrías sin penetrar en el ribete (vista *34*). Lo mejor es garantizar el mecanizado de las estrías de una pasada, creando un tope, por ejemplo, con ayuda de un retén anular (vista *35*).

En la vista *38* se muestra una válvula cónica con rabo guía. El chaflán de la válvula y las superficies centradoras del rabo se rectifican en una operación, penetrando la muela de forma.

En esta construcción no es posible el mecanizado fino del sector de conjugación del chaflán con el rabo. Tampoco es correcta la construcción *37* con rebajo, ya que el diámetro *d* del rabo es igual al diámetro pequeño del chaflán, a causa de lo cual es posible la formación de rebaja en el chaflán.

En la construcción correcta *38* el diámetro d_1 del rabo es menor que el diámetro pequeño del chaflán, lo que garantiza el cubrimiento de las superficies que se rectifican del rabo y del chaflán con la muela abrasiva.

4.7 Acceso de la herramienta para elaborar

Para aumentar la productividad y exactitud del tratamiento mecánico es necesario asegurar el acceso libre de la herramienta de corte a las superficies a mecanizar. Para esto es necesario representarse claramente el carácter de la operación, conocer las dimensiones

de la herramienta de corte y, sus elementos de sujeción, las condiciones de colocación y sujeción de la pieza durante el mecanizado.

En la figura 140, *1* se representa la polea de una transmisión por correa trapezoidal con un agujero roscado *n* en el cubo para el tornillo de sujeción. Por la configuración de la pieza el agujero puede abrirse y filetear sólo a través del taladrado muerto *m* en la llanta (vista *2*) que debe ser previsto en el proceso de diseño.

Los procedimientos para ejecutar el agujero *n* en el soporte (vista *3*) se muestran en las vistas *4—6*.

Al determinar el ángulo de inclinación del agujero oblicuo (vista *5*) hay que tener en cuenta las dimensiones del portabrocas.

En la construcción de sujeción por pasadores de la pieza tipo cazoleta en el árbol (vista *7*), no es posible taladrar y escariar el agujero *m* para el pasador, así como colocar el pasador. Hay que prever en la llanta de la polea un agujero muerto *m* (vista *8*) o cambiar la disposición del cubo (vista *9*).

El agujero *n* (vista *10*) en el tetón del cilindro entre las bridas puede taladrarse a través del agujero muerto *m* en una de las bridas (vista *11*) o a través de la cavidad *q* en la brida (vista *12*).

Al moletear la cabeza del limbo en la construcción *13*, el rodillo moleteador no se puede acercar a la base de la cabeza. La cintura a moletear debe separarse del limbo a la distancia $s = 3 \div 4$ mm (vista *14*) suficiente para el paso de la gualdera del sujetador de rodillo.

En el caso de gran diámetro del limbo, es mejor pasar a la construcción compuesta *15*, lo que permite aplicar un sujetador de rodillo corto y rígido.

El mecanizado de la ranura de forma *t* en el copiador extremo (vista *16*) es irrealizable: es imposible acercar la fresa de espiga para elaborar la ranura, ya que al lado se encuentra el piñón hecho de una sola pieza con el copiador.

Para el mecanizado conviene hacer el piñón y el copiador separables (vista *17*).

En la construcción *18* del piñón con la corona estriada interior, las estrías pueden tallarse sólo por mortajado. Para aplicar el procedimiento más productivo y preciso de engendrado conviene desplazar la corona estriada fuera del límite del cubo (vista *19*), trasladar el cubo (vista *20*) o emplear la construcción compuesta *21*.

En el rotor totalmente forjado de una turbina (vista *22*), para trabajar las superficies interiores de los discos es necesario separar los discos, aumentando la distancia *b* y disminuyendo la anchura de las llantas (vista *23*) o pasar a la construcción desmontable *24*.

Es posible fresar los álabes del rodete de una máquina centrífuga, si se aumenta el radio en la base de los álabes hasta la magnitud que asegure el acceso de la fresa (vista *26*).

En la figura 141 se muestran ejemplos del cambio de las construcciones para simplificar el mecanizado de las superficies de acceso difícil. El mecanizado de la cavidad interior *m* del cuerpo de una

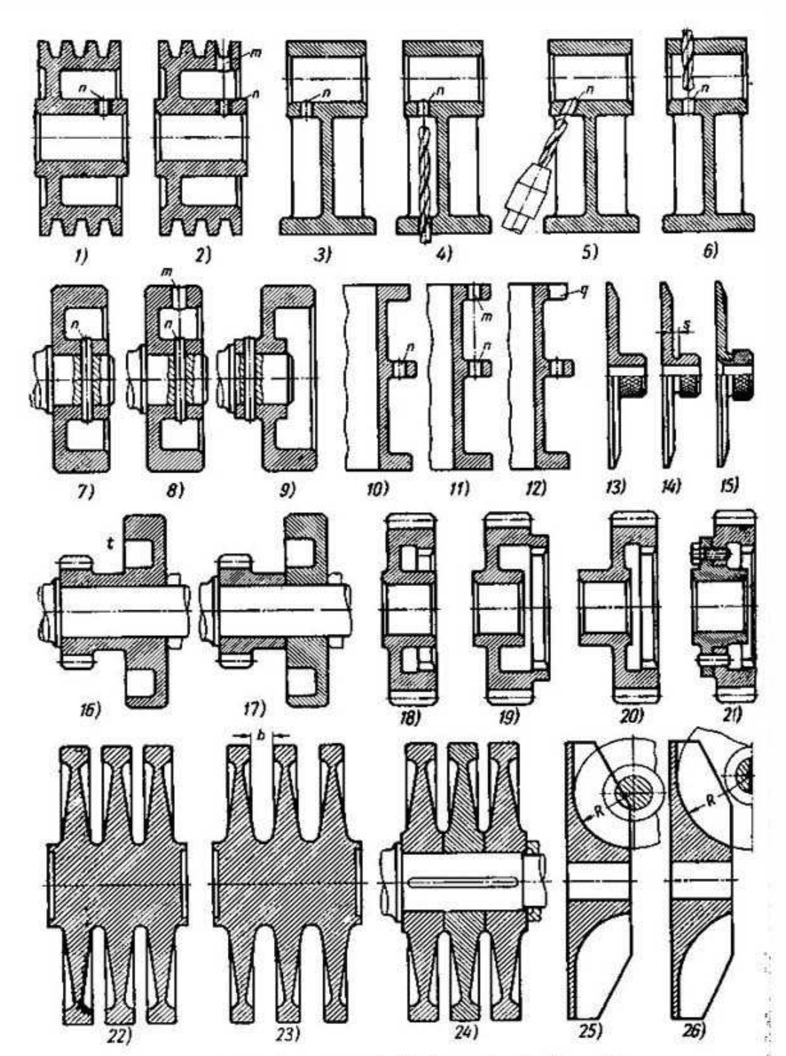


Fig. 140. Acceso de la herramienta de corte

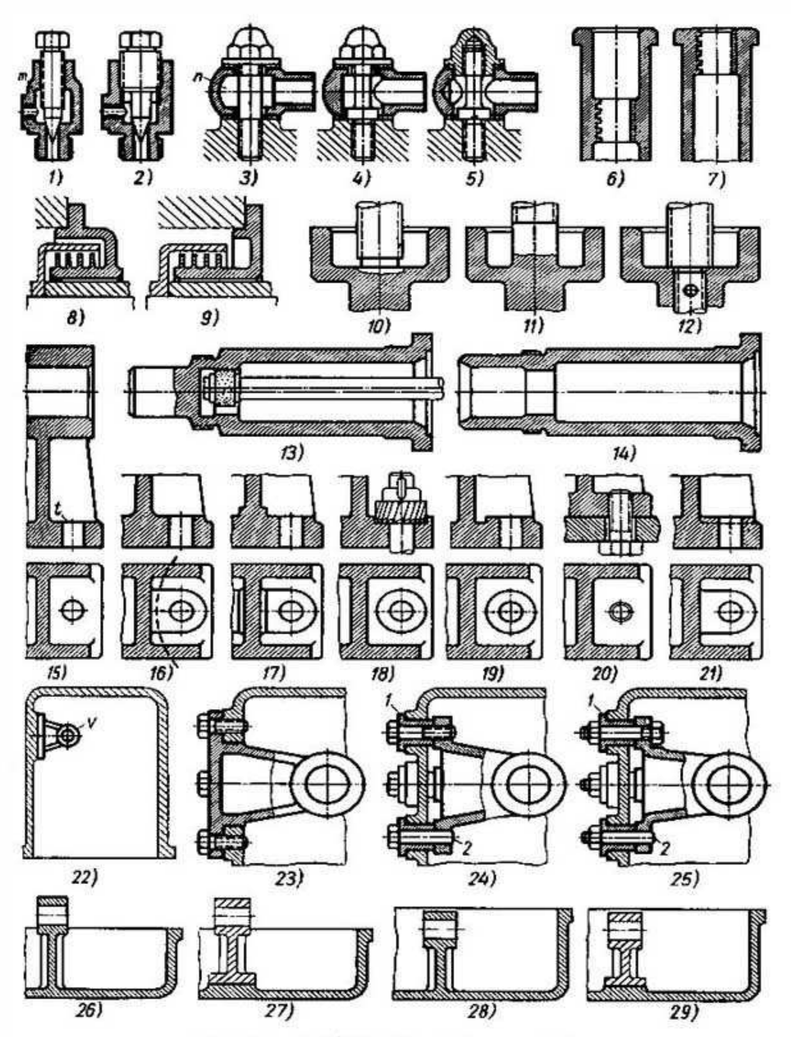


Fig. 141. Simplificación del mecanizado

válvula de cierre (vista *1*) puede simplificarse aumentando el diámetro de la parte fileteada del cuerpo (vista *2*). En este caso, el mecanizado de torno puede sustituirse por taladrado o avellanado (barrenado).

En las vistas *3—5* se muestran procedimientos para simplificar el mecanizado de las cavidades interiores *n* de un racor giratorio.

Conviene evitar la disposición profunda de los agujeros roscados (vista *6*), aproximándolos al máximo al extremo de la pieza (vista *7*).

El mecanizado de la empaquetadura de peine (vista *8*) se simplifica desplazando el peine más allá del límite del cuerpo de la empaquetadura (vista *9*).

En la pieza tipo cazoleta con vástago roscado (vista *10*) es imposible prácticamente filetear la rosca. El mecanizado resulta realizable, si se saca la cintura roscada fuera de la copa (vista *11*) o se emplea una construcción compuesta *12*.

En la vista *13* se muestra el rectificado de un agujero profundo en el árbol. El pandeo y el batimiento del husillo de consola de la muela de rectificar no dan la posibilidad de obtener una superficie precisa y acabada. En la construcción correcta *14* con cavidad pasante puede colocarse el husillo sobre dos apoyos (el árbol gira en el plato, dispuesto excéntricamente respecto al husillo). En esta construcción, el rectificado puede sustituirse por mandrinado en fino, escariado o brochado a tracción.

En la vista *15* se muestran superficies difíciles de elaborar *t* para tornillos de sujeción en un soporte con zócalo, unido por un nervio de doble T con el manguito.

En este caso, el fresado (vista *16*) no es posible debido a la presencia de los nervios que estorban el acercamiento de la fresa, (línea de trazos). El cepillado (vista *17*) es dificultoso por no tener salida la herramienta. El abocardado con abocardo de cabeza chata inverso (vista *18*) es aplicable sólo con grandes diámetros del agujero.

Es posible el cepillado del tetón elevado sobre la superficie del zócalo (vista *19*) o la sujeción del zócalo con tornillos (vista *20*) establecidos por el lado opuesto del cuerpo (en este caso, no es necesario elaborar el lado superior del zócalo).

En la colada de elevada exactitud (por ejemplo, en moldes metálicos) la superficie para las tuercas puede dejarse bruta (vista *21*). No obstante, en las uniones de responsabilidad, para evitar el torcimiento de los tornillos, las superficies de apoyo se recomienda mecanizar.

Son muy difíciles de mecanizar las superficies situadas en cavidades profundas (espaldón para sujetar la pieza *v*, vista *22*). Puede evitarse el mecanizado de las superficies interiores, si se coloca la pieza en los espaldones exteriores y haciéndola pasar por el agujero en la pared (vista *23*).

Si no es posible abrir el agujero de la requerida, la pieza se introduce en la cavidad y se sujeta en los casquillos *1* (vistas *24*, *25*)

embridados en los espaldones exteriores del cuerpo, fijándola en los casquillos, con ayuda de clavijas de control *2*.

En las piezas tipo armazón los agujeros transversales, situados a considerable distancia de los bordes (vista *26*) o en profundidades (vista *28*) pueden elaborarse sólo con herramienta empalmada, con ayuda de una chicharra, cabezal taladrador angular, etc. En estos casos, es mejor aplicar soportes separables instalados en los espaldones del cuerpo (vistas *27*, *29*).

4.8 División de las superficies que se elaboran con distinta exactitud y pureza

Las superficies que se elaboran con distinta herramienta y con diferente grado de exactitud y pureza (acabado) deben estar separadas constructivamente la una de la otra.

En la orejeta de horquilla (fig. 142, *1*) la superficie de la ranura coincide con la superficie del zócalo. En la construcción correcta (vista *2*) la base de la ranura está algo elevada por encima de la superficie del zócalo a la magnitud *s* (no menor que algunas decenas de milímetro).

La construcción del árbol con rabo cuadrado para la pieza de acople (vista *3*) no es correcta: prácticamente es imposible mecanizar el extremo *f* del árbol, al fresar las caras del cuadrado sin formar escalones.

En la construcción *4* las caras están algo elevadas sobre el extremo, a la distancia *s*; el extremo se recorta al tornear la superficie cilíndrica del rabo. Para recubrir la cintura cilíndrica en la pieza de acople se ha previsto un rebajo.

El cuadrado del rabo puede separarse del extremo del árbol por una entalla anular de diámetro algo menor que la distancia entre las caras (vista *5*).

En la construcción incorrecta de un piñón (vista *6*) la superficie de las cavidades de los dientes coincide con la superficie cilíndrica *g* de la llanta del piñón. En la construcción correcta *7* la superficie de las cavidades está dispuesta por encima de la superficie del cubo a la magnitud *s*, que garantiza la salida de la herramienta para tallar engranajes y que previene que penetre la herramienta en la superficie de la llanta.

La cabeza de biela (vista *8*), en la que las superficies obtenidas después de distintas operaciones se mezclan una con otra, es prácticamente imposible de fabricar.

En la construcción *9* las superficies que se mecanizan con distintas herramientas están aisladas la una de la otra. La superficie exterior *h* del vástago de doble T, que se trabaja con una fresa cilíndrica, está levantada a la magnitud *s* respecto de la cabeza de biela; las cavidades interiores *t* de doble T, que se elaboran con

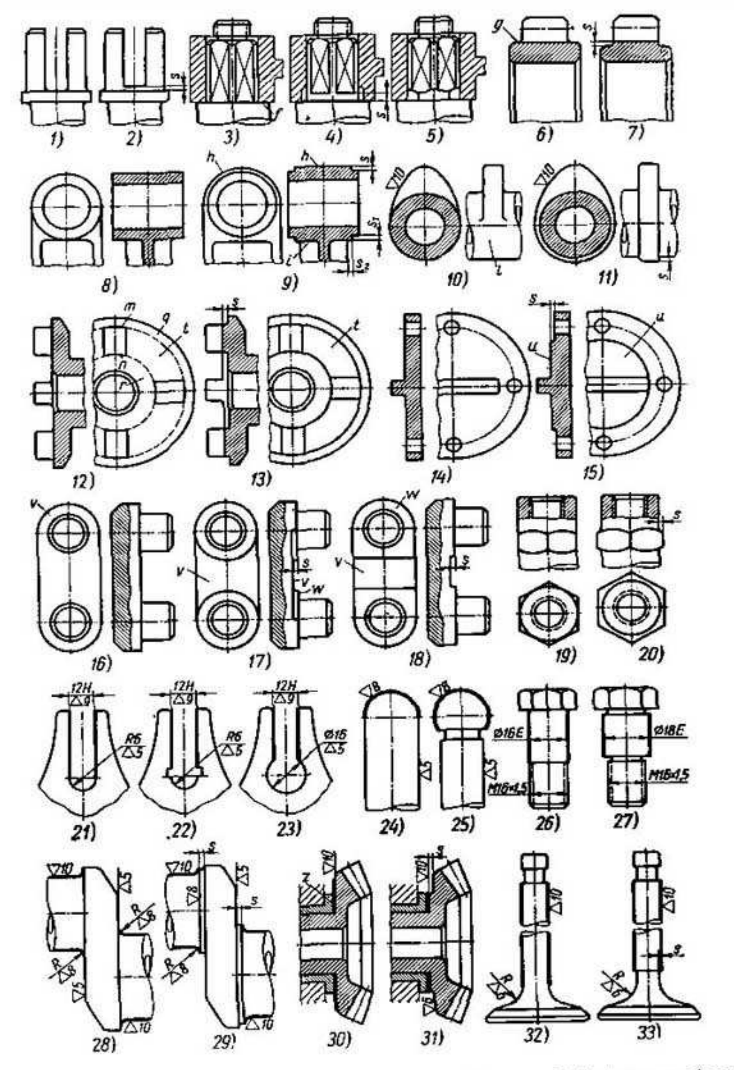


Fig. 142. Separación de las superficies que se mecanizan con distintas operaciones

fresa de refrentar, están separadas de la cabeza a la distancia s_1; las consolas de la cabeza, elaboradas por torneado, están separadas del vástago a la distancia s_2.

En la construcción *10* de una leva la superficie precisa de la leva se fusiona con la superficie cilíndrica del árbol que se mecaniza más toscamente. No es posible rectificar la superficie dorsal *l* de la leva a un mismo nivel con el cilindro del árbol. En la construcción correcta *11* la superficie de la leva se encuentra por encima de la superficie del árbol a la magnitud *s* que garantiza el mecanizado.

En la construcción *12* de una arandela de leva, las superficies *m*, *n* de las levas se mecanizan por torneado al mismo tiempo que los sectores anulares *q* y *r* del extremo del disco; los sectores *t* se fresan. Así que es imposible lograr la coincidencia de estas superficies. En la construcción correcta *13*, la superficie a fresar *t* está situada por encima de las superficies contiguas del extremo del disco a la magnitud *s*.

Análogamente, en la construcción de la arandela con peine extremo (vistas *14*, *15*), la superficie *u*, que se elabora por fresado, conviene hacerla más alta que las demás superficies del extremo que se trabajan por torneado.

La zapata con muñones cilíndricos (vista *16*) es difícil de elaborar. Es necesario mecanizar en dos pasadas con cuchilla de torno las superficies *v* contiguas a los muñones, garantizando su coincidencia precisa. La construcción con zócalos cilíndricos *w*, elevados a la magnitud *s* (vista *17*), es correcta sólo en el caso que la superficie *v* de la zapata entre los muñones sea bruta; es difícil elaborar esta superficie.

Si la superficie contigua a los muñones debe elaborarse, hay que darle la forma indicada en la vista *18*. Los zócalos *w* de los muñones se elaboran por torneado, la superficie *v*, por fresado de avance pasante.

En los hexagonos contiguos a las superficies cilíndricas (vista *19*), las facetas deben estar situadas por encima de la superficie cilíndrica (vista *20*).

En la construcción *21* no es posible obtener la conjugación de las facetas de trabajo rectificadas de la ranura con su base ejecutada por taladrado. Conviene dividir las superficies de mecanizado preciso y tosco (vista *22*) o ejecutar la base de la ranura con diámetro mayor que la anchura de la misma (vista *23*) para la salida de la muela rectificadora.

Ejemplos de conjugación incorrecta y correcta de las superficies precisas y toscas se muestran en las vistas *24*, *25* (empujador con cabeza esférica) y *26*, *27* (tornillo prisionero).

La construcción *28* de conjugación de los muñones de biela y de apoyo del cigüeñal con los brazos, es errónea: los redondeos rectificados de los muñones pasan directamente a los brazos que se mecanizan por fresado. En la construcción correcta *29* los redondeos están separados de las superficies de los brazos por los redanes *s*.

En el piñón cónico (vista *30*) la superficie de tope *z* que se elabora por rectificado pasa al redondeo de la superficie extrema de los dientes elaborada por torneado. No es posible obtener prácticamente la conjugación suave mostrada en la figura. En la construcción correcta *31* la superficie a rectificar está separada de la superficie tosca por redán *s*.

En la válvula de platillo (vista *32*) la superficie guía del vástago que se elabora con alto grado de precisión y de pureza pasa directamente al redondeo de la cabeza. Prácticamente esta conjugación

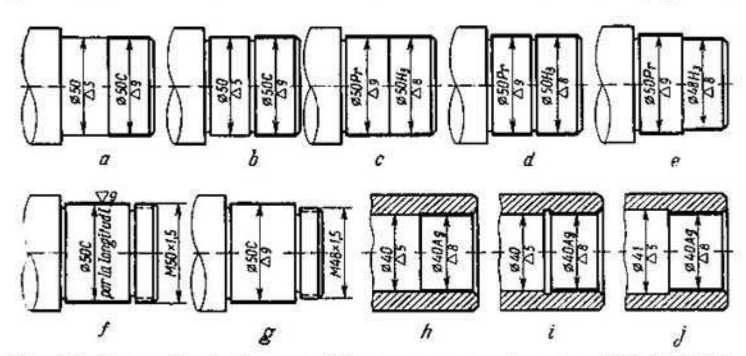


Fig. 143. Separación de las superficies que se mecanizan con distinta pureza y para diversos encajes

puede ejecutarse sólo limpiando el sector de conjugación a mano. En la construcción correcta *33* la superficie del vástago está separada por el redán pequeño *s*.

Las superficies cilíndricas de igual diámetro que se mecanizan con distinto grado de acabado (fig. 143, *a*) es conveniente separarlas con una ranura de poca profundidad (vista *b*) o elaborar toda la superficie de una pasada con una misma pureza.

Para mecanizar las superficies con igual diámetro nominal pero con distintos ajustes (vista *c*), es mejor dividir las cinturas de encaje con una ranura (vista *d*) o hacer una cintura más baja que la otra (vista *e*).

Si el diámetro nominal de la superficie de encaje del árbol es igual al diámetro exterior de la rosca lindante (vista *f*), entonces, debido al aumento del diámetro de la rosca (como resultado de la «elevación» de las espiras durante el fileteado) suele ser imposible encajar la pieza en el árbol.

En estos casos, conviene mecanizar el diámetro exterior de la rosca de una pasada con la superficie de encaje, sobre lo cual debe hacerse la correspondiente indicación en el dibujo industrial. Es más racional disminuir el diámetro de la rosca (vista *g*).

En la vista *h* se muestra una construcción no correcta y en las vistas *i*, *j* otras construcciones correctas de separación de las superficies cilíndricas interiores que se elaboran con distinto grado de acabado.

4.9 Concordancia de la forma de las piezas con las condiciones del mecanizado

La forma de las piezas a mecanizar debe concordar con el tipo de maquinado, con la forma y dimensiones de la herramienta de corte y con la sucesión de las operaciones.

En la figura 144 se representa la conjugación de la cabeza de biela con el cuerpo de sección en doble T. La construcción *a* puede obtenerse sólo por estampado y no se somete al tratamiento mecá-

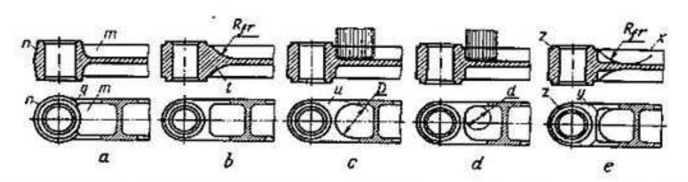


Fig. 144. Conjugación de la cabeza de biela con el vástago en doble T

nico circular. La ranura *m* entre las alas de la sección en T, con la forma indicada en la figura, no se puede fresar. No es realizable el mecanizado de forma de la superficie exterior *n* de la cabeza y de los sectores *q* de la transición de las alas de la sección en doble T, en la cabeza. La ranura puede fresarse con una fresa cilíndrica (vista *b*) o de refrentar (vista *c*). Tanto el uno como el otro procedimiento determinan plenamente la forma de la conjugación, que debe reflejarse en el dibujo industrial.

Las partes macizas que se forman en el sector de conjugación del cuerpo con la cabeza *t* (vista *b*) y *u* (vista *c*) se eliminan con el refrentado de los sectores de transición (vistas *d*, *e*).

Los extremos *x* de las alas se fresan con herramienta cilíndrica y de refrentar con salida a la superficie *y*, recortada al tornear los extremos *z* de los casquillos.

La conjugación del vástago de sección redonda con la orejeta de horquilla (fig. 145, *a*) no se somete a tratamiento mecánico y sólo puede obtenerse por estampado.

En la construcción *b* el vástago se tornea; la orejeta se fresa circularmente. En la construcción *c* a la orejeta se le ha dado forma cilíndrica; se fresan sólo las facetas *m* y *n*. En la construcción *d* con

transición cónica al vástago, el cono y las generatrices del cilindro se mecanizan por torneado; las facetas laterales y el redondeo q se fresan.

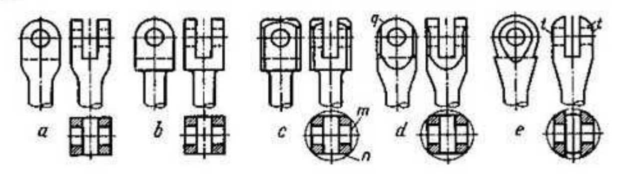


Fig. 145. Procedimientos para mecanizar una varilla ahorquillada

En la construcción más racional e la orejeta, que tiene la forma de esfera con transición cónica al vástago, se mecaniza totalmente por torneado; se fresan sólo las facetas laterales t.

4.10 Separación de las superficies que se mecanizan de las brutas

En las piezas brutas obtenidas por fundición, estampado, forja, etc., las superficies a mecanizar deben estar separadas de las superficies brutas próximas a la distancia k que sobrepase los desplazamientos posibles de las superficies brutas en la pieza bruta.

En la figura 146 se muestra el empleo de esta regla para las superficies dispuestas por encima (vista a) y por debajo (vista b) de las superficies brutas, asimismo para las superficies contiguas con las paredes brutas (vista c).

Si la distancia k es insuficiente, al desplazarse en la fundición la superficie bruta hacia arriba (vista a) la herramienta que elabora penetra en la pared, y al desplazarse hacia abajo, no llega a ella y en la pared quedan sectores sin elaborar. En la vista b, al desplazarse la superficie bruta hacia abajo, la herramienta puede no llegar hasta el metal. El desplazamiento de las paredes laterales (vista c) puede provocar la penetración de la herramienta en el metal.

En las vistas d—f se muestra el empleo de la regla de separación de las superficies a mecanizar para las bridas de sujeción.

No obstante, las dimensiones no siempre permiten desplazar las paredes brutas de las superficies que se elaboran. En estos casos, en las paredes se hacen profundidades locales, nichos, rebajos, etc., gracias a los cuales en el sector dado puede mantenerse la indispensable distancia k (vistas g, i: construcciones incorrectas; g, j: correctas).

En la figura 147, a, se representa el caso de refrentado de un tetón en la pared interior, de un cuerpo de fundición, a través del

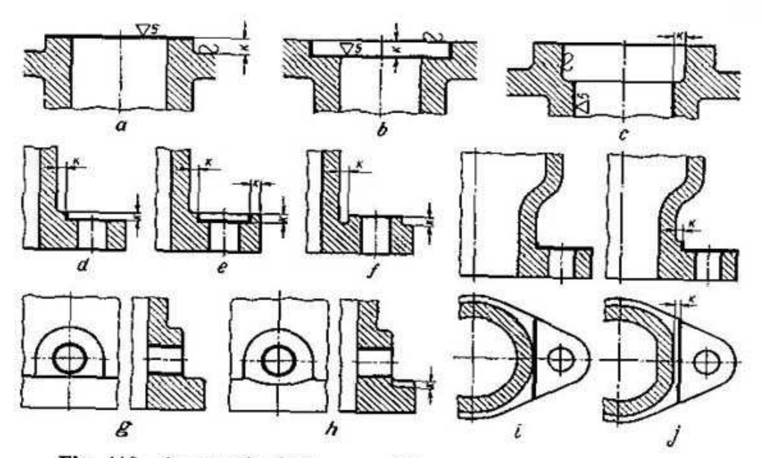


Fig. 146. Separación de las superficies a mecanizar de las brutas

Fig. 147. Refrentado de los tetones

agujero en la pared exterior. El diámetro del agujero en la pared exterior es igual al diámetro *d* del tetón. Durante los desplazamientos del tetón en la fundición, de la posición nominal puede aparecer rebaba no trabajada en el tetón. En esta construcción puede mecanizarse el extremo sólo con ayuda de un mandrino con cuchilla extensible.

En la figura 147, *b* se expone la construcción correcta. El diámetro del agujero en la pared exterior se ha aumentado en comparación con el diámetro del tetón a la magnitud $2k$ de los posibles desplazamientos.

En la construcción *c* la superficie a refrentar del tetón está situada por debajo de la superficie bruta; el diámetro del tetón se ha aumentado. Gracias a esto, la herramienta de refrentar corta en el tetón una superficie cilíndrica correcta.

En la vista *d* se muestra el avellanado con avellanador de cabeza chata del tetón situado en una cavidad con paredes brutas. Las dimensiones de esta cavidad no permiten la introducción del avellanador de diámetro indispensable para el mecanizado correcto del tetón, observando al mismo tiempo la holgura garantizada k entre la herramienta y las paredes de la cavidad.

En la construcción *e* el diámetro de la cavidad se ha aumentado hasta la dimensión, con la cual el tetón se recubre con el avellanador; en la construcción *f* la superficie a trabajar se ha profundizado en el fondo de la cavidad.

En las vistas *g*—*i* se muestra el refrentado del tetón contiguo a la pared de la pieza (*g*, construcción incorrecta; *h*, *i*, correctas).

La magnitud k depende principalmente de la exactitud de fabricación de la pieza bruta y de sus dimensiones. Los valores de k para las piezas de fundición pueden determinarse según la figura 122.

Para las piezas que se fabrican por forja sin matrices, los valores de k son aproximadamente los mismos. Para las piezas estampadas k oscila en los límites desde 0,5 hasta 2-3 mm según sea la exactitud del estampado y las dimensiones de la pieza bruta.

4.11 Mecanizado con una colocación de la pieza

Las superficies que necesitan coordinación recíproca precisa es mejor mecanizarlas con una colocación.

En el reductor con disposición de consola de los piñones (fig. 148, *a*), los agujeros para los árboles de entrada y salida se elaboran por distintos lados del cuerpo. En este caso es difícil mantener la distancia A entre los centros y garantizar el paralelismo de los ejes de los agujeros.

En la construcción racional *b* se ha previsto un agujero complementario *m* que permite mecanizar los agujeros de encaje por un lado.

En el reductor con agujeros escalonados para los piñones de dos apoyos (vista *c*), el error consiste en la disposición incorrecta de los escalones, que obstaculizan el maquinado por un lado.

En la construcción correcta *d*, gracias a la introducción del casquillo libre *n*, resulta posible el mecanizado de los agujeros por un lado.

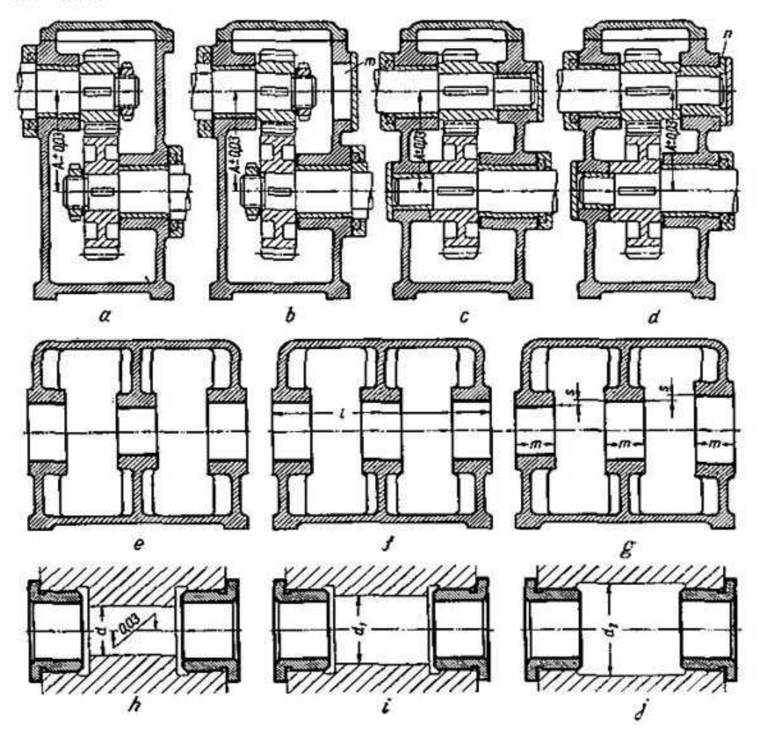


Fig. 148. Mecanizado con una colocación

En la pieza tipo armazón(vista *e*) es difícil mantener la coaxialidad de los agujeros, ya que el diámetro pequeño del agujero medio dificulta el mecanizado de una pasada.

En las piezas tipo armazón es mejor hacer los agujeros de un mismo diámetro (vista *f*) o escalonado, de diámetro decreciente (en sentido del avance de la herramienta de corte) (vista *g*). El último sistema es más sencillo y la productividad del maquinado es mayor.

Si la diferencia *s* de los radios de los agujeros contiguos es mayor que la magnitud del sobreespesor para el maquinado, la carrera del mandrino respecto del producto disminuye en el mandrinado hasta una magnitud algo mayor que la anchura máxima *m* de los agujeros a trabajar; todos los agujeros se mecanizan simultáneamente.

En la construcción *f* con agujeros de igual diámetro la carrera del mandrino es muchas veces mayor y debe sobrepasar la distancia *l* entre los puntos extremos de las superficies a mecanizar.

El mecanizado productivo de los agujeros de igual diámetro puede garantizarse con ayuda de un mandrino con cuchillas extensibles colocadas en la requerida dimensión después de introducir el mandrino en la pieza bruta.

En el conjunto de colocación de casquillos en una pieza tipo armazón (vista *h*) las superficies de encaje para los casquillos, debido al pequeño diámetro *d* del agujero intermedio, pueden mecanizarse sólo por distintos lados del producto; la coaxialidad de los agujeros es difícil de asegurar.

En la construcción mejorada *i* el diámetro d_1 del agujero intermedio se ha aumentado hasta la dimensión que admite el escariado conjunto de los casquillos después del enmangado.

La construcción *j* es la más racional. Aquí, el diámetro d_2 del agujero intermedio se ha aumentado hasta la dimensión, con la cual es posible el mecanizado de una pasada de los agujeros de encaje para los casquillos y el escariado conjunto de estos últimos.

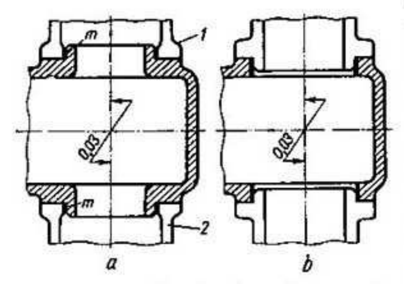


Fig. 149. Centrado de las piezas en el cuerpo

En la figura 149 se expone una variante de centrado de piezas *1* y *2*, dispuestas a distintos lados del cuerpo. En la construcción *a* las superficies centradoras *m* se han ejecutado en forma de ribetes en el cuerpo; por eso no es posible asegurar prácticamente su coaxialidad.

En la construcción *b* el centrado se realiza por los agujeros en el cuerpo, que se mecanizan con una colocación de la pieza, lo que garantiza la coaxialidad completa de las piezas a centrar.

Al mecanizar los cuerpos de los cojinetes de contacto rodante (fig. 150) es necesario asegurar con tolerancia severa la concentricidad prefijada de la superficie centradora *m* del cuerpo y de las superficies de encaje *n* para los cojinetes.

Esto puede lograrse por dos procedimientos: 1) colocar el cuerpo en un mandril según la superficie *n* mecanizada en fino de antemano y maquinar la superficie *m*; 2) apretar el cuerpo en el plato según

la superficie m elaborada en fino de antemano, y maquinar la superficie n.

En la construcción a, debido a la disposición incorrecta del ribete de tope o, no se puede aplicar ninguno de estos procedimientos. Esta posibilidad aparece si se traslada el ribete al lado derecho del cuerpo (vista b) o se sustituye éste por un anillo de retén (vista c.)

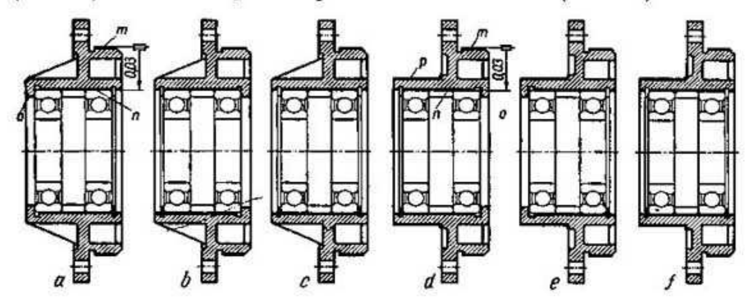


Fig. 150. Mecanizado de superficies concéntricas

La concentricidad de las superficies m y n es más sencilla y se garantiza mejor, si la pieza se coloca apretadamente en el plato por la superficie p elaborada de antemano y se maquinan las superficies m y n de una colocación. En este caso, el error reside en la disposición del ribete de tope o de la derecha (vista d). Para el mecanizado correcto el ribete debe ser trasladado a la izquierda (vista e) o sustituido por un anillo de retén (vista f).

4.12 Mecanizado conjunto de piezas montadas

Hay que evitar el mecanizado conjunto de piezas montadas que complica y fracciona el flujo productivo y que priva a la construcción de la propiedad de intercambiabilidad.

Son una excepción los casos cuando el mecanizado conjunto representa el único procedimiento para garantizar la capacidad de trabajo de la construcción. Así, en los árboles cigüeñales de múltiples apoyos colocados en el cárter, la separación por el eje de los apoyos es una condición infalible del montaje, y el mecanizado conjunto de los lechos de los cojinetes montados de las mitades de los carteres es el único procedimiento para garantizar la coaxialidad de los apoyos. Con la separación en el plano del eje, con frecuencia se ejecutan los cuerpos de las máquinas de rotor para la comodidad del montaje y desmontaje y para simplificar la revisión en la explotación.

En la construcción del cuerpo de una transmisión por engranajes con separación por el eje del árbol (fig. 151, a) se necesita el mecanizado conjunto de los lechos y de los extremos de los cojinetes. Las

mitades de los cuerpos deben mecanizarse de antemano con pureza por las superficies de empalme y fijadas la una respecto de la otra con pasadores de control. No debe empaquetarse el empalme con guarnición; como regla general, las superficies de empalme se esmerilan la una con la otra, con la particularidad de que a esta construcción se le priva de la propiedad de intercambiabilidad. Al montaje pueden entregarse sólo las mitades de los cuerpos elaboradas de dos

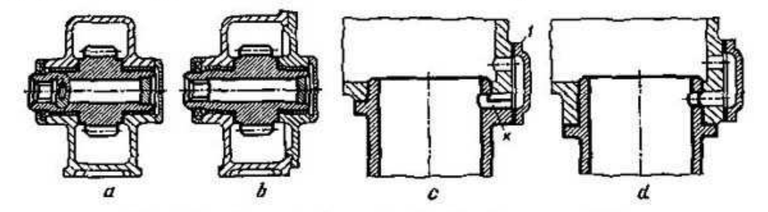


Fig. 151. Mecanizado conjunto de piezas montadas

en dos. No es posible sustituir una de las mitades del cuerpo en la explotación, ya que, en este caso, se altera la cilindricidad de los lechos de los cojinetes y la coincidencia de sus extremos.

En la construcción con separación en el plano perpendicular al eje del árbol (vista *b*) es posible el mecanizado aislado de las partes del cuerpo. La fabricación del cuerpo es considerablemente más sencilla. Esta construcción es intercambiable.

En la figura 151, *c* se representa el cilindro de un rellenador de rotor colocado en un depósito. Las cavidades del cilindro y del depósito se comunican por el orificio de paso *k*. En esta construcción se han cometido dos errores: 1) el agujero se taladra al mismo tiempo en la brida del cilindro y en el cuerpo del depósito; 2) la tapa *1* que recubre el orificio de paso se ha instalado en el empalme de la brida del cilindro y de la pared del depósito. Es indispensable mecanizado conjunto del agujero y del plano de apoyo, después de montar el cilindro con el depósito. El cambio de los cilindros durante la explotación no es posible: el taladrado conjunto del agujero en el cuerpo y en el cilindro no es realizable, por la configuración del orificio.

Para garantizar la planicidad de las superficies de apoyo del cilindro y del depósito se necesitaría el mecanizado conjunto de una pasada del cilindro y del cuerpo con disminución cada vez de la altura del espaldón. El mecanizado de estas superficies en un aditamento que garantice su coincidencia precisa, no es realizable en las condiciones de reparación.

En la construcción racional *d* los agujeros en el cuerpo y cilindro pueden agujorearse aisladamente. El plano de apoyo se ha ejecutado en la pared del depósito. La intercambiabilidad de los cilindros se asegura incluso con el mecanizado de simple precisión.

4.13 Traslado de los elementos de perfil a las piezas internas

Las superficies interiores son más difíciles de mecanizar que las exteriores, por eso los elementos de perfil es mejor ejecutarlos en las superficies exteriores. En la figura 152, *a*, *b* se expone un ejemplo de empaquetadura de laberinto. Los peines se han ejecutado en la pieza interna (vista *b*) que son considerablemente más sencillos de fabricar que los peines en el agujero (vista *a*).

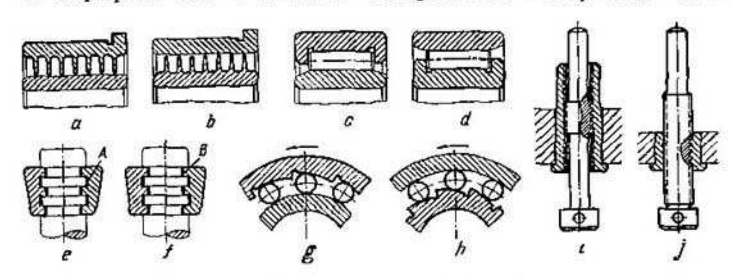


Fig. 152. Traspaso de los elementos perfilados a las piezas internas

El cojinete de agujas en el que los ribetes que fijan la posición axial de las agujas se han ejecutado en el aro interior (vista *d*) reúne mejores requisitos de ingeniería que el cojinete con ribetes en el aro exterior (vista *c*), ya que el agujero del aro exterior se mecaniza de una pasada.

El conjunto de sujeción del platillo del muelle en el vástago de la válvula valiéndose de dados cónicos seccionados, que se centran por las superficies cilíndricas exteriores *A* de los peines (vista *e*), no es racional. Reúne requerimentos de ingeniería la construcción, en la cual las superficies centradoras precisas *B* se mecanizan en los dados de una pasada (vista *f*).

En el embrague de rueda libre de rodillos, los elementos de perfil (que se suelen ejecutar según la espiral logarítmica) no es conveniente disponerlos en el anillo exterior (vista *g*). Estos se pueden elaborar sólo por brochado a tracción y sólo, si el agujero del anillo es pasante. En la construcción *h* los elementos de perfil exteriores se mecanizan con facilidad, por ejemplo, en un torno para destalonar.

Conviene evitar el cumplimiento de roscas largas en los agujeros (vista *i*). Una rosca de gran longitud es conveniente hacerla en el vástago, la corta es mejor filetearla en el manguito (vista *j*).

4.14 Fresado por el contorno

Durante el fresado conviene evitar los perfiles de forma complejos, sustituyéndolos por las superficies planas o cilíndricas.

La construcción de la palanca que debe mecanizarse por el contorno (fig. 153, *a*) no reúne requerimientos de ingeniería. El contorno exterior de la pieza no puede fresarse con herramienta cilíndrica

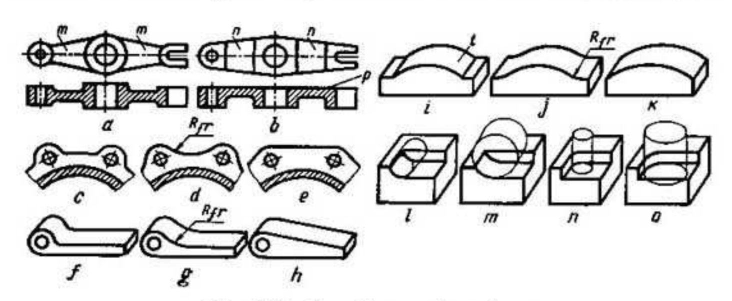


Fig. 153. Fresado por el contorno

debido a la presencia de ángulos entrantes. También es muy difícil trabajar las superficies *m* limitadas por las paredes cilíndricas de los tetones.

En la construcción *b* el contorno exterior, descrito por líneas rectas y círculos, se somete a fresado según plantilla copiadora. Los sectores *n* entre los tetones, limitados por líneas rectas, pueden trabajarse por fresado de avance pasante. Para simplificar el mecanizado, uno de los lados de la palanca (el plano *p*) se ha hecho plano.

El fresado del contorno de la brida (vista *c*) prácticamente no es realizable, debido al pequeño tamaño del redondeo en la base de los tetones. Los sectores entre los tetones deben ser perfilados con un radio, al menos igual al radio de fresa (vista *d*) o con líneas rectas (vista *e*).

En las vistas *f—h* se muestran: *g*, *h*, las construcciones correctas de la palanca sometida al fresado circular, *f*, la incorrecta.

La construcción del dado *i* no reúne requisitos de ingeniería: el controno cilíndrico *t* del dado puede trabajarse sólo con fresa de perfilar con avance transversal de la pieza bruta o con cepillado según plantilla copiadora.

En la construcción *j* más racional desde el punto de vista tecnológico la superficie cilíndrica está unida con las caras laterales por redondeo con radio igual al de la fresa, lo que permite trabajar esta superficie con fresa cilíndrica estandartizada, con avance longitudinal de la pieza que se mecaniza.

En la construcción *k* toda la superficie de la pieza se ha hecho cilíndrica. La pieza puede mecanizarse por fresado en un aditamento giratorio o por torneado en un dispositivo apropiado.

Para aumentar la productividad del fresado y elevar la estabilidad de las fresas conviene emplear fresas de máximo diámetro admitido por la construcción de la pieza.

Para mecanizar una ranura plana (vista *l*) el perfil prefijado de la ranura puede elaborarse sólo con fresa de consola de pequeño diámetro en una fresadora vertical; la rigidez insuficiente de la fresa no permite obtener una superficie correcta.

En la construcción *m* la superficie se trabaja con una fresa de mayor diámetro. Esta herramienta se coloca en un husillo de dos apoyos (fresadora horizontal).

El mecanizado con fresa de espiga (vista *n*) es admisible sólo como excepción, cuando a la superficie hay que darle un contorno próximo a un rectángulo. Este procedimiento no es productivo; no se obtiene una superficie bien acabada.

En la figura 153, *o* se muesta el mecanizado con fresa de refrentar de diámetro aumentado, que recubre la superficie a trabajar.

4.15 Chaflanado en las superficies de forma

Hay que evitar chaflanado en las superficies de forma. El chaflanado por el contorno de una brida (fig. 154, *a*), requiere el fresado según plantilla copiadora con fresa especial. Es mejor limitarse a ea indicación sobre el embotamiento de los bordes (vista *b*); esta

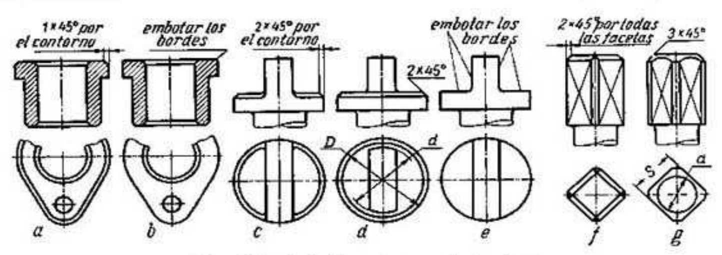


Fig. 154. Achaflanado por el contorno

operación se realiza más sencillamente (particularmente con el procedimiento de decapado electroquímico).

Puede aligerarse el chaflanado por el zócalo de la leva extrema (vista *c*), si se disminuye el diámetro *d* de la parte cilíndrica de la leva en comparación con el diámetro *D* del zócalo a la magnitud que exceda el doble cateto del chaflán (vista *d*). Si no podemos dismi-

nuir el diámetro d por condiciones constructivas, conviene limitarse a la indicación sobre el embotamiento de los bordes (vista e).

El chaflanado de las facetas de un cuadrado (vista f) exige una operación de fresado especial con colocaciones reiteradas de la pieza en el proceso de mecanizado. En este caso, es conveniente emplear el fresado de las facetas en un cilindro torneado de antemano (vista g), con chaflán extremo, cuyo pequeño diámetro d debe ser menor que la distancia S entre las facetas. Los chaflanes en los ángulos de encuentro de las facetas se obtienen como huella del torneado anterior del cilindro.

4.16 Mecanizado de superficies profundizadas

No se aconseja ejecutar fresado de forma con profundización, en la superficie bruta (fig. 155, a). El único procedimiento posible para mecanizar tales superficies consiste en el fresado con fresa de refrentar, cuyo diámetro se determina por el radio mínimo R de

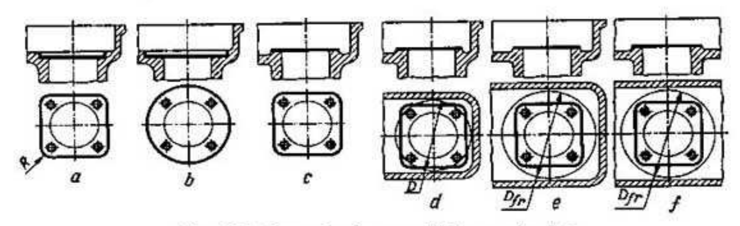


Fig. 155. Fresado de superficies profundas

redondeado de la superficie de forma. La superficie hay que mecanizarla en varias pasadas; esta operación es extremadamente improductiva, y es imposible obtener una superficie lisa.

Para simplificar el mecanizado puede darse a la superficie forma redonda, fácil de ejecutar por fresado de refrentar ordinario, con diámetro que exceda la dimensión máxima transversal prefijada de la superficie de forma (vista b). A esta superficie puede apoyarse una brida de forma.

Es mejor atribuir a la superficie perfilada la forma de espaldón que salga por encima de la superficie bruta (vista c), y mecanizar este espaldón con fresa de refrentar.

La posibilidad de emplear una fresa que recubra toda la superficie a trabajar debe ser garantizada constructivamente.

En la construcción d esta última condición no se ha cumplido: no es suficiente el diámetro máximo D de la fresa, limitado por las paredes contiguas; hay que trabajar la superficie en varias pasadas con fresa de pequeño diámetro

En la construcción *e* las paredes se han extendido a la magnitud que admite el recubrimiento de la superficie con la fresa. El mecanizado se realiza con penetración y con avance de la pieza bruta en sentido perpendicular a la superficie que se trabaja.

Los mejores resultados, en cuanto se refiere a la productividad y finura de superficie, los da el mecanizado de una pasada (vista *f*) con avance longitudinal.

4.17 Mecanizado de los tetones en los cuerpos

El recorte de los extremos interiores de los agujeros en los cuerpos (fig. 156, *a*), la ranuración (vista *b*) y el chaflanado (vista *c*) presentan determinadas dificultades.

El mecanizado de estas superficies en los cuerpos con paredes sin huecos puede hacerse sólo con ayuda de un mandrino con cuchillas

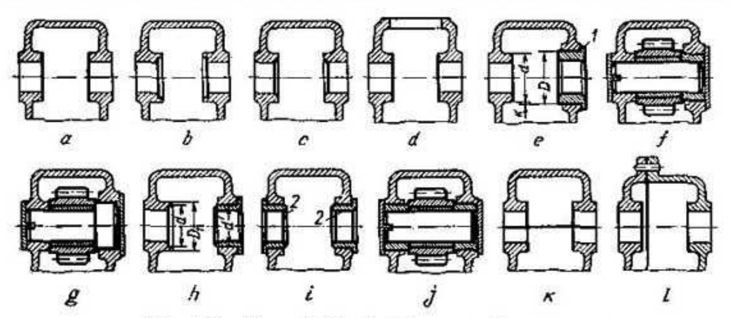


Fig. 156. Mecanizado de tetones en los cuerpos

extensibles. En presencia de una escotilla en la proximidad de los agujeros (vista *d*), que permite colocar las cuchillas, pueden emplearse mandrinos de construcción ordinaria.

Para aumentar la productividad del mecanizado, el diámetro del agujero, por el lado de entrada de la herramienta (vista *e*), se hace mayor que el diámetro del tetón del segundo agujero en la magnitud $2k$ de los desplazamientos posibles máximos del tetón en la fundición. En este caso, el extremo del pequeño diámetro se mecaniza con abocardo de cabeza chata. La segunda superficie extrema de tope se crea colocando el casquillo *1* en el agujero mayor.

La confección constructiva del conjunto, para este caso, se representa en la vista *f* (colocación de la rueda dentada libre). Es posible también otra construcción: el eje escalonado, la rueda se apoya en el extremo del escalón (vista *g*).

Al ranurar el extremo del diámetro pequeño (vista *h*) el diámetro d' del agujero mayor debe ser no menor que el diámetro d de la ra-

nuración. Para evitar la formación de aletas no resistentes, el diámetro D_1 de la superficie bruta del tetón debe exceder el diámetro d del escariador no menos de 8—10 mm.

En lugar de recortar los extremos pueden introducirse casquillos intermedios *2* (vista *i*), cuyos extremos sirven como superficies de tope (vista *j*).

En los cuerpos con separación por el eje de los agujeros (vista *k*), es necesario observar las mismas reglas, ya que el mecanizado de los extremos debe realizarse en conjunto, montadas las mitades del cuerpo.

En los cuerpos con separación en el plano perpendicular al eje de los agujeros (vista *l*), los agujeros se mecanizan montadas las mitades y fijadas la una respecto de la otra con pasadores de control. Los extremos de los tetones pueden mecanizarse con las mitades del cuerpo separadas.

4.18 Microgeometría de las superficies de tope de rozamiento

Las superficies de tope de rozamiento de los agujeros es de preferencia mecanizarlas por procedimientos, con los cuales la herramienta (o pieza) gira alrededor del centro del agujero (torneado, mandrinado, avellanado). Los microtrazos que quedan después de un tal mecanizado están orientados más favorablemente respecto al sentido del movimiento de trabajo que los trazos longitudinales o

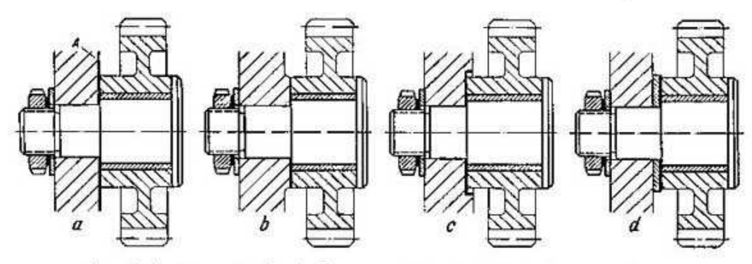


Fig. 157. Mecanizado de las superficies frontales de rozamiento

transversales que se forman durante el cepillado o fresado. Las superficies trabajadas por este procedimiento tienen capacidad de asentarse más rápidamente. Además, con este tipo de mecanizado se asegura más fácilmente la perpendicularidad de la superficie de rozamiento respecto del eje de rotación.

En el conjunto de colocación de la rueda dentada en la pieza tipo armazón, la construcción en la que la rueda se apoya en la superficie

fresada *A* de la pieza tipo armazón (fig. 157, *a*) no es racional. La superficie de rozamiento es mejor trabajarla por abocardado con abocardo de cabeza chata (vista *b*) o por avellanado (vista *c*). Es posible también colocar una arandela anular de apoyo (vista *d*).

4.19 Cómo evitar la presión unilateral sobre la herramienta de corte

Al mecanizar agujeros con herramienta cilíndrica (brocas, avellanadores, escariadores) se debe evitar la presión unilateral sobre la herramienta de corte que altera la exactitud del mecanizado y que provoca un intenso desgaste y a veces la rotura de la herramienta.

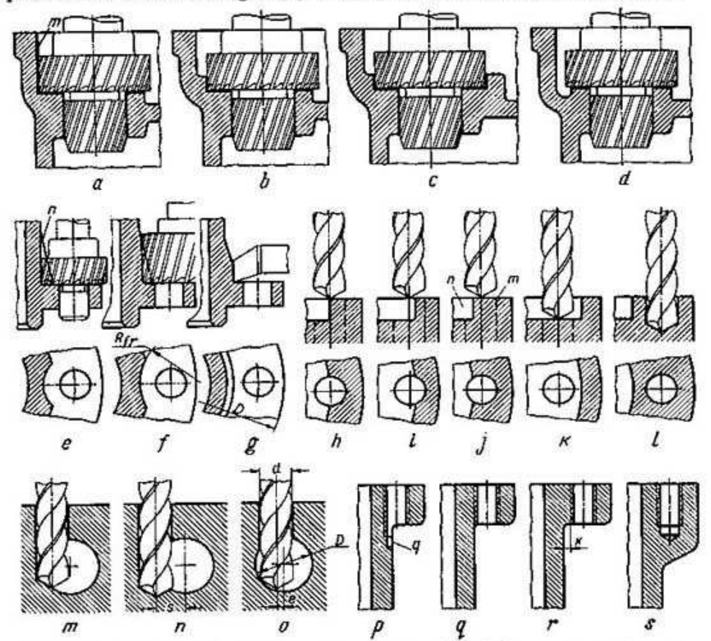


Fig. 158. Eliminación de la presión unilateral en la herramienta de corte

En la construcción representada en la figura 158, *a* la herramienta en el sector *m* penetra en la pared bruta vertical de la pieza. En el proceso de mecanizado la herramienta experimenta presión unilate-

ral, por lo cual el agujero se desplaza hacia el lado opuesto a la pared.

La construcción *b* es algo mejor, donde la herramienta experimenta presión unilateral sólo en las últimas fases del mecanizado.

Se crean correctas condiciones del mecanizado cuando la herramienta penetra por toda la superficie. Para esto, es necesario que el extremo del agujero esté dispuesto por debajo de la superficie bruta (vista *c*) o algo elevado sobre ésta (vista *d*).

Al trabajar agujeros de sujeción de una brida de acero con abocardo de cabeza chata (vista *e*), el fresado en el cono *n*, que une la brida con las paredes del cilindro, provoca el desplazamiento de la herramienta particularmente porque las dimensiones de la pieza no permiten colocar la herramienta en un mandril rígido. Si no se modifica la configuración de la brida y no se aumenta el saledizo de los agujeros de sujeción, es necesario mecanizar la brida con fresa de diámetro aumentado en un mandril rígido acercado por el costado (vista *f*). Puede también aumentarse el diámetro *D* y mecanizar las bridas por torneado (vista *g*).

En las vistas *h—l* se muestran variantes de disposición de los agujeros en una superficie escalonada. Se pueden taladrar los agujeros que intersecan el escalón (vista *h—j*) sólo con ayuda de una plantilla de guía. Al principio pueden taladrarse los agujeros por la superficie trabajada de antemano *m* (vista *j*) y, luego, mandrinar la ranura *n*, pero, con este procedimiento se altera la sucesión de las operaciones de torneado. Lo más correcto es desplazar los agujeros a uno u otro lado del escalón (vistas *k*, *l*). En este caso, el taladrado se realiza sin dividir las operaciones de torneado. El desplazamiento debe ser lo suficientemente grande para que no se forme un tabique delgado entre las paredes del taladrado y ranurado (vista *l*).

No es deseable abrir agujeros con ejes que se cruzan. Es particularmente malo cuando el centro de la broca se apoya en la pared inclinada del taladrado transversal (vista *m*). Resulta algo mejor cuando el taladrado vertical se desplaza respecto al eje de la broca transversal a la magnitud *s*, suficiente para el centrado de la broca, en todo el camino del corte (vista *n*).

Es mejor taladrar el agujero por el centro del agujero transversal o con un desplazamiento *e* respecto a él (vista *o*). La magnitud máxima *e*, con la cual la broca trabaja correctamente, puede determinarse de la expresión $e = 0{,}2\,D\left(1 - \frac{d}{D}\right)$.

Si *D* excede considerablemente a *d*, entonces al principio puede taladrarse el agujero vertical y, luego, el transversal. En este caso, la magnitud del desplazamiento *e* no tiene significación esencial.

Se aconseja garantizar el corte por el círculo completo del agujero también a la salida de la herramienta.

En la vista *p* el agujero roscado en la brida, en el sector *q* penetra en la pared de la pieza, la herramienta (broca y macho de roscar) experimenta presión unilateral, lo que puede producir su rotura.

En la construcción *q* el agujero, según las dimensiones nominales, se ha sacado fuera del límite de la pared, pero debido a las desviaciones de producción (sobre todo, si las paredes son brutas) no está por descartado que penetre la herramienta en la pared.

Un trabajo correcto de la herramienta se garantiza, si se desplaza el agujero a la distancia *k* de la pared (vista *r*), suficiente para prevenir la penetración, para todas oscilaciones posibles de las dimensiones de la pared.

Si el reparto de los agujeros no es deseable, éstos deben disponerse en tetones (vista *s*).

4.20 Cómo evitar las deformaciones bajo la acción de la herramienta de corte

La condición infalible para obtener superficies de precisión reside en la rigidez suficiente y uniforme de los sectores a mecanizar. En el caso contrario los sectores menos rígidos se comban bajo la acción de los esfuerzos de corte y, al terminar el corte regresan a la posición inicial, como resultado de lo cual se altera la exactitud de las dimensiones.

Es particularmente importante la condición de rigidez uniforme, en los métodos modernos altamente productivos de mecanizado con los cuales surgen elevados esfuerzos de corte.

En la figura 159, *a*, se muestra la construcción errónea de una pieza tipo armazón con consola, que se somete al mecanizado por el plano superior *m*. La consola, bajo el esfuerzo de corte, se comba (vista *b*) y después del mecanizado se endereza (vista *c*); la planicidad de la superficie se altera. En el caso de elevada ductilidad de la consola surgen vibraciones; es imposible obtener en este caso una superficie acabada.

En la construcción *d* la rigidez de la consola se ha aumentado con la aplicación de nervios de refuerzo. Si los nervios exteriores no son aplicables por las condiciones de las dimensiones, la rigidez puede elevarse aumentando la altura de las paredes de la consola y con nervios de refuerzo interiores (vista *e*) o dando inclinación a las paredes de las consolas (vista *f*).

En la figura 159, *g* se muestra el ejemplo de la construcción errónea de una cabeza de vástago: debido a la rigidez irregular de las paredes en los sectores *m* y *n* el agujero, en el mandrinado, se desplaza hacia el lado de la pared debilitada y adquiere forma ovalada. Un agujero de precisión puede obtenerse sólo arrancando la viruta más fina, por ejemplo, mecanizando a diamante con pequeño avance y profundidad del corte.

En la construcción *h* las paredes de la cabeza se han engrosado, lo que disminuye su deformación en el mecanizado.

11—977

Prácticamente no es posible obtener agujeros de precisión en las piezas con escotes locales (vistas *i*, *j*) y biseles (vista *k*). Si el mecanizado se realiza con cuchilla, ésta en los sectores de los escotes experimenta golpes; en los sectores de transición a la sección entera surgen escalones. Al mecanizar con herramientas graduadas cilíndricas (escariadores, brochas a tracción) la herramienta se desplaza hacia el lado de la pared debilitada. Después del mecanizado las

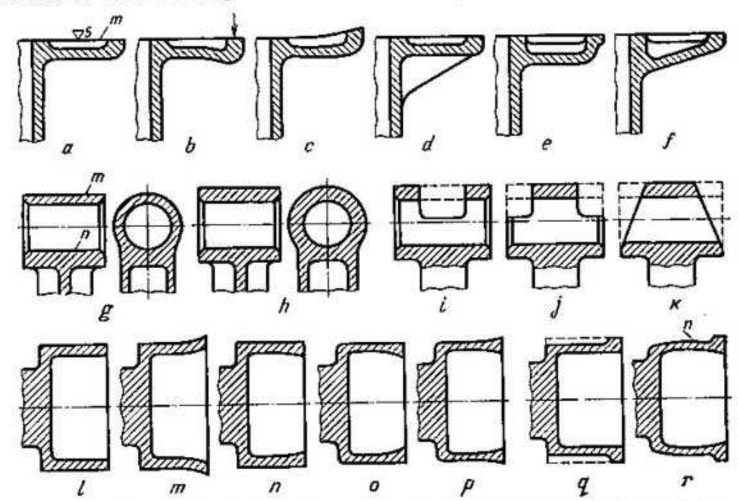


Fig. 159. Eliminación de las deformaciones bajo la acción de la herramienta de corte

paredes regresan a la posición inicial, a causa de lo cual el agujero resulta ovalado. Es posible el siguiente procedimiento: al principio se hace el agujero en fino, luego, se fresan los escotes (líneas punteadas en las vistas *i*—*k*). Pero también en este caso, las paredes del agujero después del fresado se deforman algo y la cilindricidad del agujero se altera.

En la vista *l* se muestra el mecanizado de un agujero en una pieza de cazoleta. Si al principio se trabaja el agujero, bajo el esfuerzo de la herramienta de corte las paredes se separan en el sector de menor rigidez (en el extremo de la copa) (vista *m*). Al terminar el mecanizado las paredes vuelven a la posición inicial y la pieza que se trabaja toma la forma mostrada en la vista *n*.

En el ulterior mecanizado exterior las paredes se deforman en sentido inverso (vista *o*). Al terminar el mecanizado la pieza toma la forma mostrada en la vista *p*, la cilindricidad de las superficies exterior e interior se altera.

Un fenómeno análogo tiene lugar también durante el orden inverso de elaboración, es decir, cuando al principio se trabaja la superficie exterior y, luego, la interior.

Con la introducción del nervio anular de refuerzo en el extremo de la copa (vistas *q*, *r*) la situación mejora. No obstante, con una gran longitud de la copa también aquí es posible la distorsión de la forma. Si al principio se mecaniza la superficie interior, debido a la elevada rigidez de las paredes, el agujero resulta lo suficientemente exacto (vista *q*). En el ulterior mecanizado exterior (vista *r*), el esfuerzo de corte comba las paredes en el sector no rígido *n* hacia el interior. Después del mecanizado las paredes combadas se separan y la pieza toma una forma acubada.

Este fenómeno puede prevenirse introduciendo un segundo nervio de refuerzo en el sector *n* o aumentando el espesor de las paredes en toda la longitud de la copa.

Prácticamente, en la exactitud de fabricación influye mucho la rigidez de la herramienta de corte, de los órganos de trabajo de la máquina herramienta y del sistema de sujeción de la pieza a trabajar. Las distorsiones de este tipo se eliminan tomando medidas tecnológicas (aumentando la rigidez de la herramienta, sujetando de modo racional la pieza bruta, etc.).

4.21 Mecanizado conjunto de piezas de distinta dureza

Conviene evitar el mecanizado conjunto de las piezas de materiales de distinta dureza.

En el conjunto de sujeción del casquillo de cojinete de acero en un cuerpo de aleación a base de aluminio, el procedimiento de sujeción

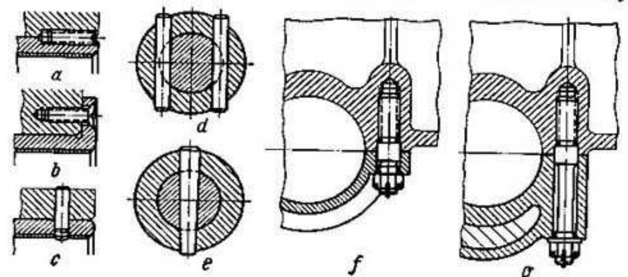


Fig. 160. Mecanizado de piezas de distinta dureza

con tornillo que se atornilla por el extremo en el casquillo y cuerpo (fig. 160, *a*), prácticamente no es realizable: al practicar el agujero por el empalme de casquillo y cuerpo la broca se desplaza hacia el lado del metal más blando. En este caso, es necesario emplear la

sujeción con taladrado no simultáneo del cuerpo y del casquillo (vistas *b*, *c*).

Al realizar el taladrado conjunto del casquillo de aleación a base de aluminio y del árbol de acero (vista *d*) es inevitable el desvío de la broca hacia el lado del casquillo. Es más correcto sujetar el casquillo con ayuda de un pasador central (vista *e*).

En la figura 160, *f* se muestra la sujeción de la tapa de acero de un cojinete al cuerpo hecho de aleación a base de aluminio. El mandrinado o el escariado conjunto de los lechos del cuerpo y de la tapa se hace difícil debido a la distinta dureza de los metales. El agujero se desplaza hacia el lado del metal más blando. En los empalmes de metales blando y duro la cuchilla trabaja a golpes y se embota rápidamente. No es posible obtener una superficie precisa y acabada en el sector de transición.

Para el mecanizado correcto es necesario que la tapa esté hecha también de aleación a base de aluminio (vista *g*).

4.22 Trabajo sin golpes de la cuchilla

Durante el mecanizado debe mantenerse el contacto permanente de la cuchilla con el metal. No es deseable que en las superficies a mecanizar hayan cavidades, profundidades y otras irregularidades locales que alteran la continuidad del proceso de corte. Saliendo de la superficie que se mecaniza, la cuchilla se desplaza elásticamente

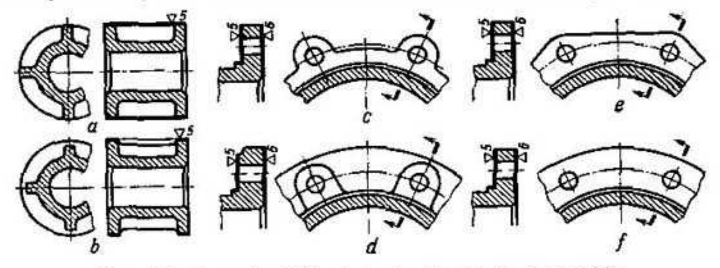


Fig. 161. Garantía del trabajo sin choque de la cuchilla

hacia el lado de la cavidad; tropezando con el siguiente saliente, la cuchilla retrocede. Es difícil obtener una superficie acabada y lisa en estas condiciones. Además, la cuchilla sometida a golpes periódicos se desgasta rápidamente.

La construcción del casquillo con nervios de refuerzo (fig. 161, *a*) no es racional: la cuchilla tropezando con los nervios se somete a golpes periódicos. Los nervios deben situarse por debajo de las superficies cilíndricas que se tornean (vista *b*).

Al tornear bridas con tetones salientes (vista *c*) o elevados (vista *d*), así como bridas de forma (vista *e*) la cuchilla se somete a golpes. Las bridas que deben tornearse es mejor hacerlas redondas (vista *f*).

4.23 Elaboración de agujeros

Los agujeros de designación de poca importancia con una pureza de la superficie hasta de ∇5 y con diámetro hasta de 40 mm se aconseja ejecutarlos sólo por taladrado, sin mecanizado complementario, dejando el fondo cónico (fig. 162, *b*, *e*). Las formas de los agujeros

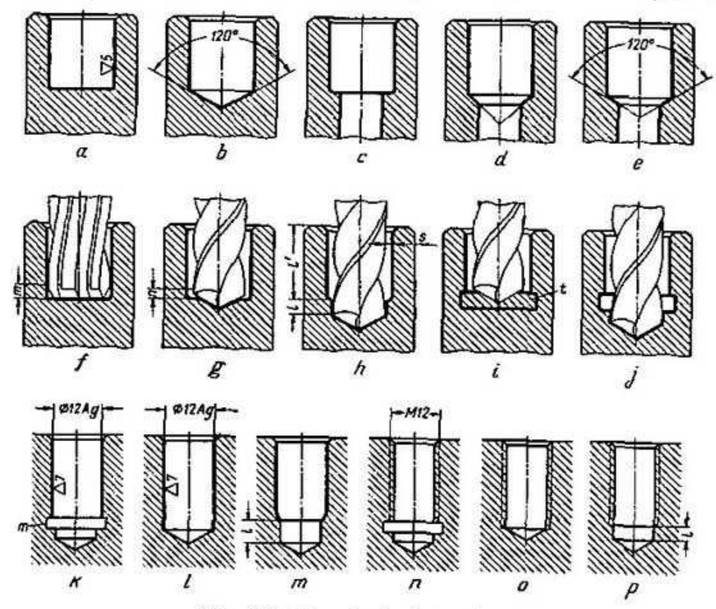


Fig. 162. Mecanizado de agujeros

según la figura 162, *a*, *c*, *d*, que necesitan un mecanizado complementario no son convenientes.

En los agujeros que se mecanizan con mayor precisión (por avellanado, mandrinado, escariado) es necesario tener en cuenta la operación del taladro previo y la particularidad de la herramienta de mecanizado de acabado.

El agujero con fondo plano (vista *f*) no se puede elaborar con avellanador y escariador. El cono cortante del avellanador deja en el sector *m* una capa no trabajada de metal.

En la construcción *g* se ha tenido en cuenta el taladrado previo del agujero. No obstante, la profundidad de taladrado es insuficiente. En el sector *n*, después del avellanado queda una capa no trabajada de metal.

En la construcción correcta *h* el taladrado se ha profundizado en el fondo del agujero a la profundidad *l* suficiente para la salida del cono cortante del avellanador, lo que permite mantener la longitud prefijada *l'* del mecanizado con pureza. El diámetro del taladrado se determina por la magnitud del sobreespesor *s* para el mecanizado con pureza.

La misma regla conviene observar para los agujeros con rebajo interno para la salida de la herramienta. En la construcción donde el taladrado no llega hasta el fondo del agujero (vista *i*), queda una capa sin trabajar *t* que hay que extraer con cuchilla al mandrinar el rebajo interno. En la construcción racional (vista *j*) el taladrado se ha profundizado en el fondo del rebajo interno, gracias a lo cual el mecanizado del último se simplifica considerablemente.

Conviene evitar el empleo de ranuras internas *m* (vista *k*) en agujeros de pequeño diámetro ($< 15-20$ mm).

La forma, mostrada en la vista *l*, del agujero, sometido a escariado, prácticamente no es realizable, debido a la presencia del cono cortante en el escariador. Es necesario profundizar el taladrado a la distancia *l* (vista *m*) suficiente para la salida del cono del escariador.

En las vistas *n*, *o*, se muestran construcciones incorrectas, y en la vista *p* una construcción correcta de agujeros roscados. La distancia mínima *l* entre el fondo del agujero y las espiras con superficie acabada de la rosca con perfil completo, se determina por la longitud del cono de entrada de los machos de roscar [en los machos acabadores la longitud del cono de entrada es por término medio $l = (0,3 \div 0,4)\ d$, donde *d* es el diámetro de la rosca].

Conviene evitar el taladrado de los agujeros bajo un ángulo $\alpha < 70°$ respecto de la superficie (fig. 163, *a*). Para un tal taladrado es necesario taladrar (vista *b*) o fresar (vista *c*) previamente el sector de entrada del agujero, lo que complica la fabricación. Para simplificar el mecanizado conviene disponer el agujero bajo un ángulo mayor de 70° respecto a la superficie (vista *d*).

Lo mejor es taladrar el agujero bajo un ángulo recto. Los procedimientos de rectificación de las áreas para taladrados oblicuos en piezas de fundición (vista *e*), se muestran en las vistas *f* — *h*.

Ejemplos de disposición errónea y correcta de los agujeros se exponen en las vistas *i*, *j* (fijación con pasadores de las manetas) y *k* — *m* (fijación con pasadores de la pieza cilíndrica en el árbol). Las construcciones *j*, *p*, *m* son correctas.

En las vistas *n*—*p* se muestran variantes de taladrado de agujeros en un árbol cigüeñal, designados para el suministro del aceite lubri-

cante del muñón de apoyo del cigüeñal al de la biela. La construcción más racional es la *p* con agujero recto a través de la gualdera.

La profundidad de los agujeros obtenidos con ayuda de brocas helicoidales ordinarias se aconseja hacerla no mayor de 8 diámetros, para evitar el desplazamiento del agujero y la rotura de las brocas.

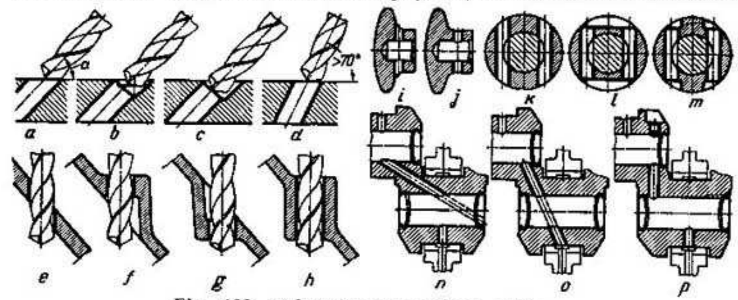


Fig. 163. Taladrado de agujeros oblicuos

Es conveniente reducir la longitud de los taladrados hasta el mínimo constructivamente necesario. Los taladrados largos y de poco diámetro (fig. 164, *a*) se aconseja sustituirlos por escalonados (vista *b*).

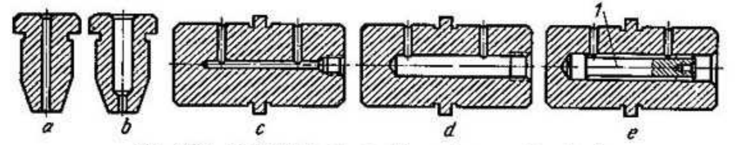


Fig. 164. Taladrado de agujeros de gran longitud

El canal de circulación del aciete, de gran longitud y angosto (vista *c*), que comunica los taladrados en el árbol, conviene sustituirlo por un agujero de gran diámetro (vista *d*). En caso de necesidad de disminuir la sección del canal (por ejemplo, para acelerar el suministro del aceite en los períodos de arranque) puede taparse el canal con un desplazador *1* (vista *e*).

4.24 Reducción de la nomenclatura de las herramientas para elaborar

Para reducir la nomenclatura de las herramientas de corte hay que unificar los diámetros de las superficies de precisión. Es esto particularmente importante para los agujeros que se trabajan con herramienta cilíndrica graduada (brocas, avellanadores, escariadores, brochas de tracción).

Para evitar la permutación e intercambio de la herramienta es mejor utilizar una misma herramienta para ejecutar el máximo número posible de operaciones.

Las transiciones libres entre los escalones y ribetes de los árboles torneados que no sirven de superficies de apoyo (fig. 165, *a*, *c*), es mejor hacerlas cónicas con un ángulo de inclinación igual al ángulo del arista cortante principal de la cuchilla normal, en el plano (habitualmente 45°) y, con un redondeo en la base igual al redondeo estan-

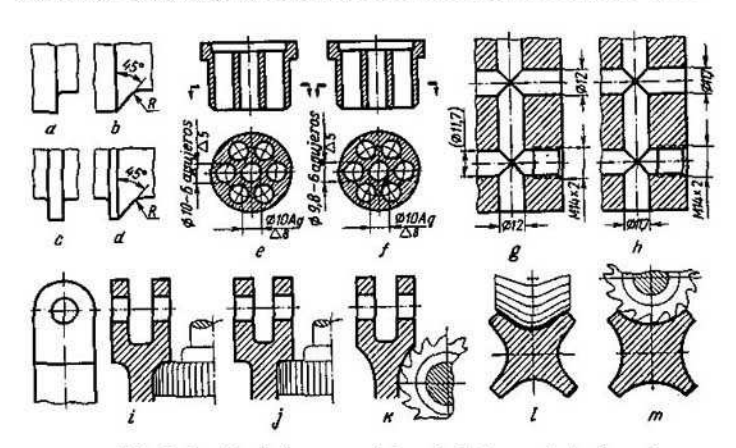


Fig. 165. Reducción de la nomenclatura de la herramienta de corte

dartizado en el vértice de la cuchilla $R = 1$ mm (vistas *b*, *d*). Esto libra de la necesidad de cambiar la herramienta de corte y recortar el tope.

En la vista *e* se representa el asiento de una válvula con agujero central de diámetro 10 *A* para el vástago de la misma y con seis agujeros de 10 mm de diámetro para el paso del fluido operante. Para abrir agujeros se necesitan dos brocas: una de 9,8 mm de diámetro, para el trabajo en bruto del agujero central con sobreespesor para el escariado, y otra de 10 mm de diámetro, para el taladrado de los orificios periféricos. Puede utilizarse una broca, si los agujeros periféricos se ejecutan con diámetro de 9,8 (vista *f*).

En la vista *g* se muestran variantes de taladrado de canales de circulación de aceite en una pieza tipo armazón. Uno de los canales que se obtura con un tapón con rosca M14 × 2, se trabaja con una broca de 11,7 mm de diámetro para la rosca.

Los canales adyacentes tienen 12 mm de diámetro. En este caso es mejor elaborar todos los canales con broca de 11,7 mm de diámetro (vista *h*), que se emplea para abrir agujeros roscados.

En la producción de piezas sueltas y en pequeños lotes no se aconseja emplear herramientas especiales.

En la construcción *i* de una palanca de horquilla la forma de transición del vástago de la palanca a la horquilla exige el fresado con herramienta de redondeo especial. La transición según la vista *k* puede elaborarse con fresa cilíndrica estandartizada. La construcción más racional es la calculada para trabajarla con fresa estandartizada y que garantiza la transición suave del vástago a la horquilla (vista *k*).

En las vistas *l*, *m* (pieza cruciforme) se muestra el ejemplo de sustitución del fresado de perfil por el cilíndrico variando la forma del rebajo.

4.25 Agujeros de centrar

Las piezas que se trabajan en los tornos y rectificadoras de piezas cilíndricas con colocación de la pieza a mecanizar en las puntas o en el plato con sujeción del otro extremo de la pieza a trabajar en el husillo de la contrapunta, van dotadas de agujeros de centrar.

Los tipos y dimensiones estandartizados de los agujeros de centrar (GOST 14034—68) se muestran en la figura 166. Los agujeros

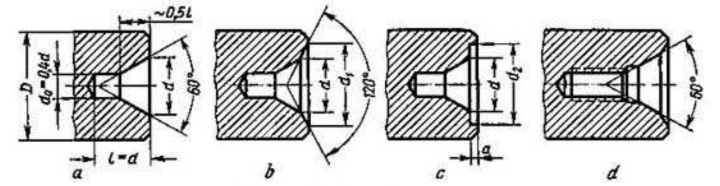


Fig. 166. Agujeros de centrado

de centrar con chaflán protector (vista *b*) o con rebajo (vista *c*) que protegen el cono centrador de los arañazos, se aplican cuando la pieza, en el control, se coloca en las puntas, así como cuando es necesario asegurar el estado perfecto de las puntas en la explotación, en caso del reiterado afilado o rectificado de reparación. Las puntas con agujero roscado (vista *d*) se emplean cuando es necesario la colocación de un tornillo, así como (para árboles pesados) como medio de sujeción del árbol durante los trabajos de aparejamiento.

El parámetro principal del agujero de centrar es el diámetro exterior *d* del cono. Según las GOST 14034—68 *d* (mm) = 2,5; 4; 5; 6; 7,5; 10; 12,5; 15; 20; 30.

El diámetro d_1 del chaflán protector (vista *b*) se hace igual a (1,3 ÷ 1,4) *d*, el diámetro d_2 del rebajo protector (vista *c*), 1,3 *d*. La profundidad del rebajo *a* es igual a (0,1 ÷ 0,15) *d* (el límite inferior para los agujeros de gran diámetro, el superior para los de pequeño diámetro).

Las superficies de trabajo de los agujeros de centrar se ejecutan con una pureza de Δ9—Δ10.

Para aumentar la exactitud y fiabilidad de colocación de la pieza a trabajar en las puntas, se debe emplear la dimensión máxima admisible por la construcción de la pieza del agujero de centrar. Cuanto más maciza sea la pieza y cuanto mayor sea su longitud, tanto mayor debe ser el diámetro del agujero de centrar. Para los agujeros de centrar (vista *a*) es de desear que se mantenga la correlación $d \approx 0,5\,D$ (D es el diámetro del árbol), para los agujeros de centrar con chaflán o rebajo protector (vistas *b*, *c*) $d \approx 0,4\,D$.

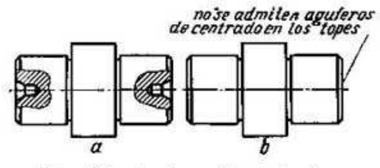


Fig. 167. Agujeros de centrado

Los agujeros de centrar en los dibujos industriales, como regla general, se representan tal como se muestra en la figura 167, *a*, acompañados de la designación del agujero según las GOST. La carencia de puntas en el dibujo industrial (vista *b*) indica que la pieza se mecaniza sin colocarla en las puntas (torneado con sujeción en el plato, rectificado sin puntas, etc.) o que la presencia de puntas es inadmisible por la designación funcional de la pieza. En este caso es más preferible, para evitar errores, hacer en el dibujo el correspondiente escrito (vista *b*).

Para eliminar los agujeros de centrar, se deben cortar los extremos de centrado del árbol, lo que naturalmente resulta ser un gasto improductivo de material y un aumento del volumen del tratamiento mecánico. Por eso, este procedimiento conviene aplicarlo sólo en caso de necesidad.

La forma constructiva de las piezas, con frecuencia determina la introducción de agujeros de centrar. Tales casos se exponen en la

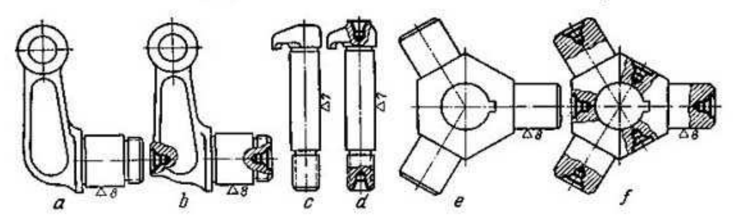


Fig. 168. Agujeros de centrado en piezas asimétricas

figura 168, *a*, *b* (palanca curvilínea), *c*, *d* (tornillo con cabeza asimétrica) y *e*, *f* (pieza de tres muñones).

En los árboles huecos las superficies de centrado se ejecutan en forma de chaflanes con un ángulo central de 60°. Para ampliar la

elección de las operaciones tecnológicas, asimismo disminuir el peso de las piezas y aproximar su forma a la del cuerpo de igual resistencia a la flexión, se aconseja, para todos los casos, ejecutar los extremos de los agujeros de las piezas cilíndricas huecas con chaflán cónico con ángulo central de 60° (fig. 169, *b*), en lugar del chaflán

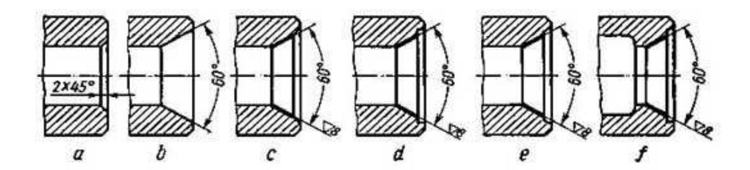


Fig. 169. Chaflanes de centrado

habitual de 45° (vista *a*). Si la pieza se elabora puesta en las puntas, las superficies de los chaflanes de centrar se ejecutan con el grado indispensable de pureza y se dotan de chaflanes o rebajos protectores (vistas *c—f*).

No se aconseja ejecutar chaflanes de centrar en superficies quebradas, por ejemplo, en los árboles con ranuras extremas (fig. 170, *a*) y con estrías (vista *b*). El chaflán de centrar debe alejarse a una dis-

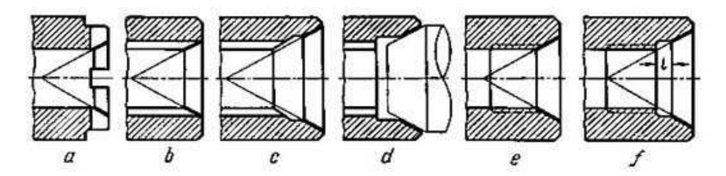


Fig. 170. Formas de chaflanes de centrado

tancia suficiente para el paso de la punta (vista *c*). En el caso de grandes dimensiones del agujero, cuando es posible aplicar puntas cortadas (vista *d*) no hace falta esta limitación.

No debe admitirse que la rosca salga al chaflán de centrar (vista *e*). El aplastamiento de las espiras iniciales de la rosca al enroscar y desenroscar deteriora la superficie centradora, excluyendo la posibilidad del uso reiterado del chaflán de centrar. La cintura roscada debe separarse del chaflán por una entalla (vista *f*) de longitud *l* suficiente para el paso de la punta.

4.26 Bases de medida

Como bases de medida se suelen utilizar los elementos disponibles de la construcción. A veces hay que introducir bases de medida especiales.

En la construcción del tapón cónico (fig. 171, *a*) es difícil medir el diámetro mayor D del cono, debido a la presencia de la arista

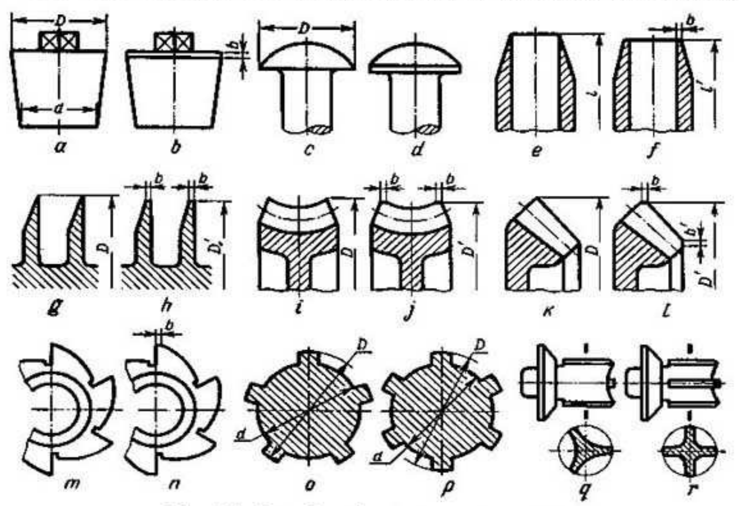


Fig. 171. Introducción de bases de medida

viva. Tampoco es prácticamente posible medir el diámetro pequeño d del cuerpo. Las piezas de esta configuración pueden medirse sólo valiéndose de un calibre-casquillo cónico.

Para simplificar la medición es conveniente hacer en la parte del diámetro grande del cono una cintura cilíndrica de ancho $b = 2 \div 3$ mm (vista *b*).

En la construcción de la pieza esférica (vista *c*) la medición del diámetro D de la superficie esférica es difícil debido a la presencia de la arista viva. En la construcción racional (vista *d*) la arista se ha hecho cilíndrica. Además de simplificar la medición, esta construcción previene el recalentamiento de la arista en las piezas que deben someterse a tratamiento térmico.

Debido a las aristas vivas, en el extremo de la pieza cónica (vista *e*) es difícil mantener la dimensión axial l. El área plana en el extremo (vista *f*) simplifica la fabricación y medición.

En la vista *g* se muestra una construcción no correcta de nervios anulares, en la vista *h*, otra correcta.

En las coronas dentadas de las ruedas de tornillo sin fin (vista *i*) es conveniente prever áreas cilíndricas de anchura *b* (vista *j*) que facilitan la medición, simplifican el montaje de la transmisión por tornillo sin fin en sentido axial y previenen la concentración de esfuerzos en los bordes de los dientes.

Las áreas cilíndricas *b* en los dientes de las ruedas dentadas cónicas (vistas *k*, *l*) forman una base de medida y previenen la concentración de cargas en el vértice del diente. Las áreas *b'* facilitan la colocación de la rueda en sentido axial.

En las vistas *m*, *n*, se expone un ejemplo de introducción de bases cilíndricas en la construcción de una rueda de trinquete.

Para facilitar la medición de las piezas con salientes cilíndricos es conveniente hacer el número de salientes par. El diámetro exterior *D* del árbol estriado con número impar de estrías (vista *o*) puede medirse sólo valiéndose de un calibre-casquillo; es aún más difícil de medir el diámetro interior *d*. En la construcción con número par de estrías (vista *p*) los diámetros *D* y *d* pueden medirse con herramienta de medida universal.

En la vista *r* (rabo de una válvula cónica) se expone la construcción con número par de nervios centradores, más racional que la construcción *q* con número impar de nervios.

4.27 Aumento de la productividad del mecanizado

Para aumentar la productividad del tratamiento mecánico debe mecanizarse el número máximo de superficies en una máquina herramienta, con una colocación de la pieza a trabajar, en una operación, empleando una herramienta, utilizando todas las posibilidades de la máquina en la que se realiza la operación fundamental.

En la construcción del árbol cilíndrico con orejeta (fig. 172, *a*), en el torno se elabora el árbol y el extremo de la orejeta *K* contiguo a éste. La superficie *m* se somete a fresado según plantilla copiadora.

En la construcción *b*, la orejeta se ha hecho en forma de cilindro, en la construcción *c*, en forma de esfera. Todas las operaciones de mecanizado (a excepción del taladrado de agujeros y fresado de las facetas *n*) se ejecutan en un torno, lo que aumenta considerablemente la productividad del mecanizado.

En la figura 172, *d*, se muestra la zapata de un embrague de fricción, cuya superficie exterior *p* debe tornearse. La gualdera de sujeción tiene forma rectangular, lo que exige operaciones de fresado complejas y complementarias.

En la construcción más racional *e*, a la gualdera se le ha dado forma cilíndrica; la pieza se elabora totalmente en un torno como pieza bruta anular que, luego, se corta en sectores. Para disminuir los desechos, la longitud de los sectores hay que establecerla de modo que éstos entren un número entero de veces en el círculo de la pieza bruta, teniendo en cuenta el espesor de la fresa de cajear.

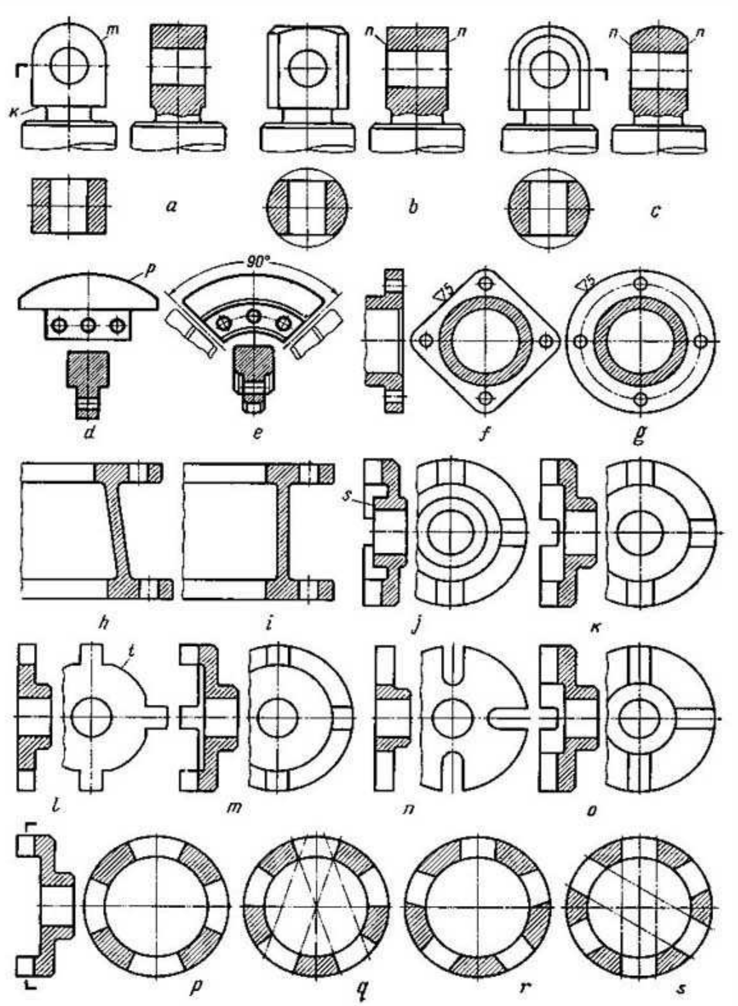


Fig. 172. Elevación de la productividad del mecanizado

El árbol de bridas con brida cuadrada a mecanizar (vista *f*) requiere el fresado de las facetas del cuadrado según plantilla copiadora. El árbol con brida cilíndrica (vista *g*) se mecaniza totalmente en un torno.

Al realizar el mecanizado en cada máquina herramienta conviene reducir al mínimo el número de colocaciones de la pieza, logrando que en una colocación se elabore el mayor número de superficies.

En la vista *h* se muestra un dispositivo de transición con dos entallas centradoras de distinto diámetro y con dos filas de agujeros de sujeción dispuestos en diversos radios. Un cambio insignificante de la construcción (vista *i*) permite trabajar el ranurado interior y los agujeros de sujeción al mismo tiempo y de una pasada.

La construcción de la arandela ranurada (vista *j*) no reúne requisitos de ingeniería: el cubo *s* que sobresale hacia el interior de la arandela obstaculiza el mecanizado de las ranuras de una pasada; las ranuras pueden elaborarse sólo por las operaciones improductivas de mortajado.

En la construcción racional *k* se ha previsto el mecanizado de las ranuras de una pasada por fresado.

En el órgano de arrastre de cuatro levas radiales (vista *l*), las facetas de estas últimas se fresan con cuatro colocaciones girando cada vez la pieza a 90°. Las superficies *t* entre las levas se mecanizan por fresado o cepillado según plantilla copiadora.

En la construcción *m* las levas radiales se han sustituido por frontales que se fresan con dos colocaciones. En cada colocación se mecanizan simultáneamente dos levas; las facetas de trabajo de cada par de levas se elaboran de una pasada, de aquí que la exactitud de la disposición de las levas aumenta.

Ventajas análogas da la sustitución de las ranuras radiales (vista *n*) por frontales (vista *o*).

El número de ranuras y su disposición en el plano debe ser subordinado a la condición de la elaboración pasante con el mecanizado simultáneo de la máxima cantidad de superficies.

Si las facetas de las ranuras están dispuestas por los radios, el número de ranuras es ventajoso hacerlo *impar* (vista *q*). Esto permite mecanizar de una pasada dos facetas antepuestas al mismo tiempo (líneas de puntos y rayas). Si el número de ranuras es par (vista *p*) el mecanizado es incómodo y poco productivo.

Para las ranuras de flanco recto la condición del mecanizado pasante, por el contrario, exige un número *par* de ranuras (vista *s*). Con un número impar de ranuras (vista *r*) el mecanizado se dificulta.

Se debe evitar el mecanizado bajo ángulo a las superficies de referencia. Esto obliga a colocar la pieza en máquinas herramienta con mesas giratorias o en aditamentos giratorios y dificulta el reglaje de la máquina herramienta.

En la figura 173, *a*, *c* están representados ejemplos de la disposición de agujeros en piezas tipo armazón que no reúne requisitos de ingeniería. El mecanizado se simplifica considerablemente, si se

disponen los agujeros paralelamente (vista *b*) o perpendicularmente (vista *d*) a los planos de referencia.

En la construcción *e* las orejetas del agujero roscado para el lubricador está situado en ángulo, lo que obliga a taladrar el agujero en un aditamento. En la construcción *f* el agujero está dispuesto por el eje; se taladra y rosca al trabajar en el torno las orejetas.

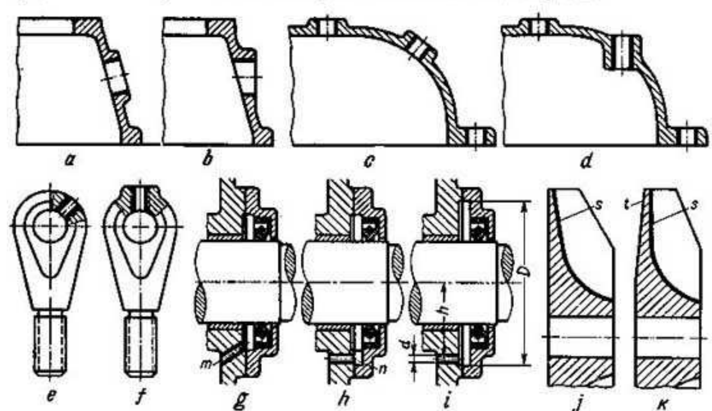


Fig. 173. Eliminación del mecanizado bajo ángulo

En la construcción *g* del conjunto de empaquetadura, el agujero de descarga oblicuo *m* puede hacerse recto, previniendo el fresado *n* en la tapa de la empaquetadura (vista *h*) o aumentando el diámetro del rebajo en la tapa (vista *i*) hasta $D = 2h + d$ (h es la distancia del taladrado desde el centro del árbol, d es el diámetro del taladrado).

En la rueda de paletas de una máquina centrífuga (vista *j*) el aumento del espesor del disco de dicha rueda hacia el cubo, indispensable por razonamientos de resistencia mecánica, se alcanza inclinando las superficies *s* entre las paletas, lo que obliga, en el fresado, colocar la rueda de paletas en un aditamento con pasador centrador inclinado. En la construcción *k* el aumento del espesor se logra dando forma cónica a la superficie dorsal *t* de la rueda de paletas que se trabaja por torneado. Las superficies *s* entre las paletas se fresan por el plano.

La productividad del mecanizado puede elevarse considerablemente aplicando una herramienta combinada que elabora a un mismo tiempo varias superficies (broca-avellanador, bloques de cuchillas, fresas múltiples, etc.).

El soporte (fig. 174, *a*) que se mecaniza por los extremos exterior *m* e interior *n* de las orejetas, así como por las superficies *o* de los tetones de sujeción, se elabora con un juego de fresas cilíndricas

en dos colocaciones. En la primera colocación se mecanizan los extremos *m* y *n* de las orejetas con un juego de tres fresas (vista *d*). A continuación, la pieza se gira 90° y se mecanizan las superficies *o* de los tetones (vista *e*) con dos fresas.

El desplazamiento de los tetones con relación a las orejetas (vista *b*) permite elaborar la pieza con una colocación mediante un juego de tres fresas. Los extremos de las fresas (vista *f*) cortan los extremos *m*, *n* de las orejetas, la periferia de las dos fresas exteriores corta a un mismo tiempo las superficies *o* de los tetones.

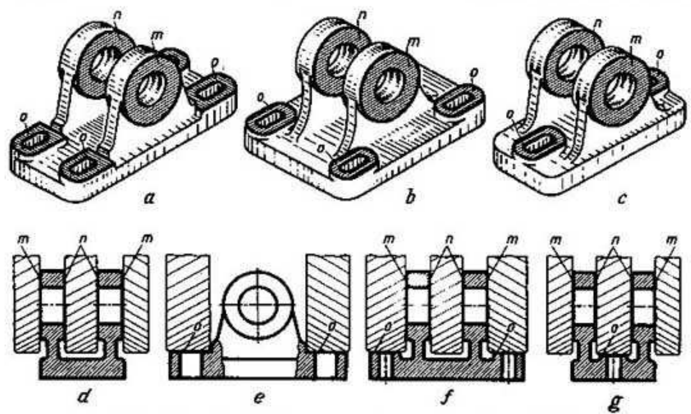


Fig. 174. Mecanizado de un soporte con un juego de fresas

En la construcción *c*, que se distingue por su mayor capacidad, los tetones de sujeción están dispuestos entre las orejetas y se mecanizan con la periferia de la fresa interior (vista *g*) simultáneamente con la elaboración de los extremos interiores *n* de las orejetas.

4.28 Mecanizado en grupo

En la producción en gran escala y en masa se debe tender al mecanizado en grupo de las piezas según la operación ajustada, con colocación de las piezas a trabajar en aditamentos de acción rápida y multiplazas.

El mecanizado *sucesivo* (fig. 175, *a*) reduce el tiempo auxiliar (tiempo de colocación de las piezas brutas y reglaje de la máquina herramienta). El mecanizado *paralelo* (vista *b*) disminuye el tiempo de máquina proporcionalmente al número de piezas brutas que se someten a un mismo tiempo al mecanizado.

El mecanizado *paralelo-sucesivo* (vista *c*) garantiza el mayor aumento de la productividad.

La condición infalible del empleo de estos métodos es el mecanizado de las superficies de una pasada.

En la figura 176, *a* se muestra una tuerca anular con ranuras radiales para la llave, dispuestas por debajo de la rosca a la magnitud *m*. Estas ranuras se mecanizan por el método improductivo de división, y, además, sólo por cepillado o mortajado. El fresado de las ranuras se excluye por la configuración de la pieza.

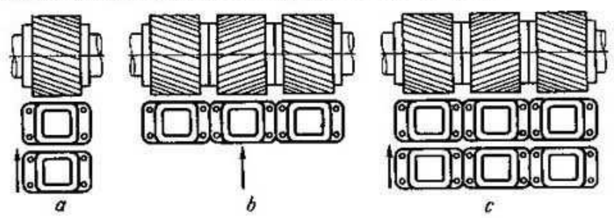


Fig. 175. Esquemas del mecanizado en grupo

En la construcción *b* las ranuras se mecanizan por fresado, pero la pieza, como antes, no se puede mecanizar en grupo. La disposición de las ranuras por encima de la rosca a la magnitud *n* (vista *c*) permite el mecanizado sucesivo en grupo de una serie de tuercas colocadas en un mandril, empleando el método de redondeo valiéndose de una fresa matriz.

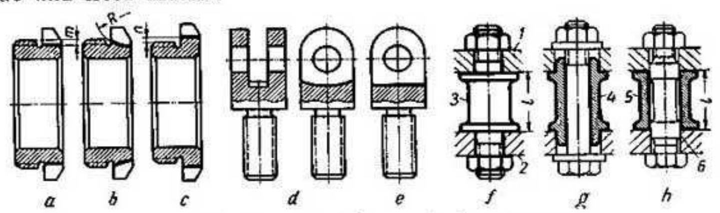


Fig. 176. Garantía del mecanizado en grupo

La construcción de la orejeta *d* con ranura, perfilada por el arco de circunferencia, está adaptada sólo para el mecanizado individual. La ranura recta (vista *e*) permite el mecanizado sucesivo en grupo de una pasada.

En la figura 176, *f*, se muestra el conjunto de apriete de las placas *1*, *2* con tornillos de distancia *3*. Estos tornillos se someten sólo al mecanizado individual por torneado. La necesidad de mantener la distancia precisa *l* entre los espaldones de los tornillos complica la fabricación.

En la construcción *g* las placas se aprietan contra el manguito *4*. La presencia de ribetes centradores excluye la mecanización en grupo de dichos manguitos.

En la construcción *h* el casquillo espaciador *5* está ejecutado con topes planos; el centrado recíproco de las placas y los casquillos se realiza con tornillos prisioneros *6*. La distancia *l* entre las superficies de apoyo de los casquillos, en esta construcción, es fácil de mantener valiéndose del rectificado en grupo de los casquillos, en una rectificadora planeadora con sujeción de los casquillos en la mesa magnética. Aún es más productivo el procedimiento de mecanización de los casquillos en una rectificadora carrusel.

En la construcción de piezas designadas para el mecanizado paralelo-sucesivo y sucesivo en grupo se deben prever bases que fijen la posición recíproca de las piezas durante la elaboración. En el fresado, de bases pueden servir los zócalos de las piezas y las facetas laterales de los zócalos. Al mecanizar piezas cilíndricas, de bases pueden utilizarse los agujeros centrales. Las piezas se encajan en el mandril y se mecanizan en conjunto.

Los sectores a mecanizar deben poseer suficiente estabilidad para evitar las deformaciones bajo la acción de las fuerzas de corte.

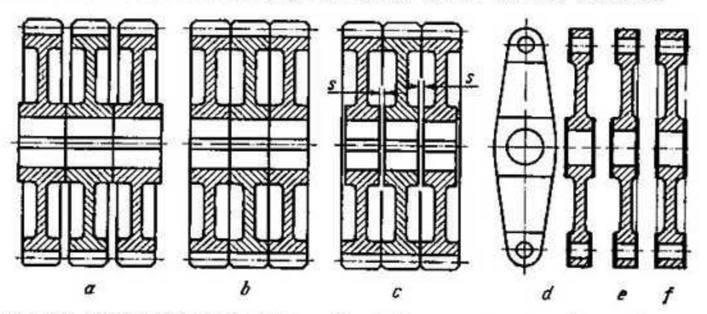


Fig. 177. Eliminación de la deformación de las piezas brutas al mecanizar en grupo

El piñón con los extremos del cubo que salen respecto a los de la llanta (fig. 177, *a*) no está adaptado para el mecanizado en grupo; las coronas dentadas no están fijadas rígidamente durante el mecanizado y pueden deformarse y vibrar bajo el esfuerzo de corte.

Es mejor ejecutar los cubos a un mismo nivel (vista *b*) o con una holgura *s* (0,1-0,2 mm) insignificante (vista *c*) respecto a la llanta.

Es conveniente apretar la pieza bruta no por los cubos, sino con ayuda de discos extremos especiales que se apoyan en las llantas.

En las vistas *d—f* se representa una palanca que debe fresarse por el contorno exterior. La salida de los extremos de los cubos (vista *d*) impide el apriete compacto del equipo. Es algo mejor la construcción *e* que permite el apriete de dos en dos. Para el mecanizado en grupo la construcción mejor es la *f* con facetas dispuestas en un mismo plano.

5 Uniones soldadas

En la construcción de maquinaria, la soldadura se emplea ampliamente para fabricar construcciones de chapas laminadas (depósitos, depósitos, tolvas, compartimientos, revestimientos, etc.), de tubos y perfiles laminados (construcciones de celosía, armaduras, columnas, montantes, etc.). Las piezas base y de tipo armazón se hacen soldadas, incluyendo las más macizas y tensadas (por ejemplo, las bancadas de las prensas y martinetes).

Para simplificar la fabricación, con frecuencia suele ser ventajoso dividir las fundiciones y estampaciones complicadas en partes separadas más sencillas y unirlas con soldadura (construcciones *estampadas y soldadas* y, *fundidas y soldadas*).

En la producción de piezas sueltas y en pequeños lotes las construcciones soldadas se emplean en lugar de las totalmente estampadas, cuando la fabricación de matrices no está justificada por la envergadura de la producción, asimismo como medio para abaratar la fabricación de piezas de forma compleja. Se sueldan bien los aceros pobres en carbono ($<0{,}25\,\%C$), los aceros de baja aleación con poco contenido de C y los aceros al níquel. La soldadura de los aceros altos en carbono, de alta y de aleación media presenta ciertas dificultades.

La soldadura de los metales no ferrosos (aleaciones a base de cobre y de aluminio) es dificultosa por su alta conductibilidad térmica, por su fácil oxidabilidad (formación de películas de óxido poco fusibles) y exige el empleo de fundentes.

La resistencia mecánica de las costuras soldadas es inferior a la del material enterizo, debido a la estructura fundida de la costura con cristalitas basales y dendríticas características para el metal de fundición. En los sectores de material, contiguos a la costura soldada, en la zona de influencia térmica de la soldadura, se forma una estructura macrocristalina.

La resistencia mecánica y tenacidad del material de la costura soldada disminuye como resultado de la penetración de escorias, de la formación de poros y burbujas de gas, así como de los cambios químicos y estructurales en el material de la costura (quemadura de

los elementos de aleación, formación de carburos, óxidos y nitruros). La saturación del material de la costura con nitrógeno del aire, incluso en pequeñas cantidades, provoca una brusca reducción de la plasticidad (fig. 178) y la fragilidad de la costura.

En la costura soldada y en la zona próxima a ésta surgen tensiones interiores condicionadas por la contracción del material al enfriarse y que provocan el torcimiento del producto.

La disminución de la resistencia mecánica no es significante en los productos de aceros pobres en carbono (cuya plasticidad previene

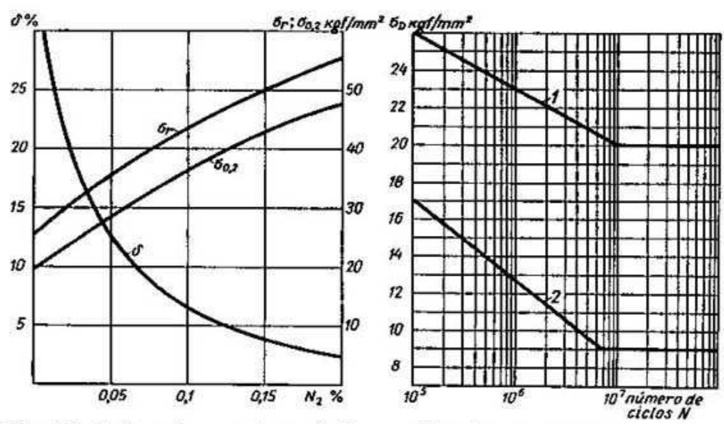


Fig. 178. Influencia que ejerce el nitrógeno en las propiedades mecánicas del acero pobre en carbono

Fig. 179. Curvas de fatiga: *1*, de toda la probeta; *2*, de la probeta con costura soldada circunferencial

la aparición de tensiones interiores) y no tiene gran importancia en las construcciones que trabajan a una carga estática y tensiones moderadas, pero resulta perceptible en las construcciones cargadas cíclicamente, particularmente en las ejecutadas de aceros de alta resistencia, sensibles a la concentración de tensiones.

La influencia que ejercen las costuras soldadas en la resistencia mecánica cíclica la caracteriza el gráfico (fig. 179) del ensayo comparativo de una probeta cilíndrica enteriza hecha de acero de baja aleación (curva *1*) y de una probeta del mismo acero con costura soldada anular en forma de V (curva *2*). La presencia de costura reduce el límite de fatiga más de dos veces (desde 20 hasta 9 kgf/mm²). La tensión de 15 kgf/mm², que no es peligrosa para la probeta enteriza, provoca la rotura de la probeta soldada ya a $3 \cdot 10^5$ ciclos de carga.

Para prevenir los cambios químicos en el material de la costura, la soldadura se realiza bajo una capa de fundentes fundidos o en atmósfera de gases neutros y reductores.

La soldadura provoca *deformaciones* (cambios de las dimensiones y de la forma del producto), tanto más fuertes cuanto mayor es la zona de influencia térmica de la soldadura (soldadura por llama de gas) y cuanto mayor es la extensión y la sección de las costuras.

Dichas deformaciones se previenen soldando las piezas en aditamentos rígidos, con procedimientos especiales de aplicación de la costura (costuras interrumpidas, de capas múltiples, de pasadas múltiples, soldadura escalonada, escalonada inversa). Estas deformaciones se eliminan con tratamiento térmico estabilizador después de la soldadura (recocido de relajación a 600—650° C).

Las cualidades mecánicas de las uniones soldadas dependen de la tecnología y del régimen de soldadura, y en la soldadura manual se determinan esencialmente por la calificación del soldador. Al ejecutar la soldadura con insuficiente esmero y con una elección incorrecta del régimen de la misma, surgen defectos que alteran la continuidad de la costura y disminuyen su resistencia mecánica.

Para las uniones soldadas a mano es típico la dispersión de las características de resistencia en los límites de una misma costura, pieza y lote de piezas.

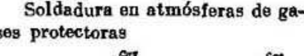
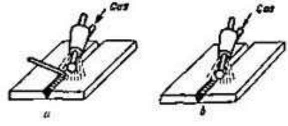
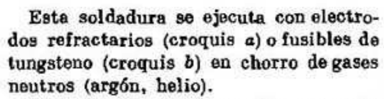
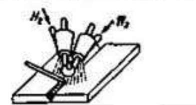
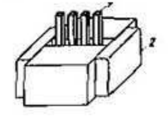
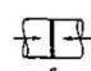
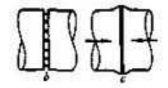
Las uniones soldadas de importancia se controlan por magnetografía, radiometalografía y gammagrafía. El control más sensible y exacto es el ultrasonoro.

Las grandes partidas de productos soldados se someten al control parcial, mediante el corte de las probetas, la realización de pruebas tecnológicas (a la tracción, flexión y al aplastamiento), la investigación de la microestructura y la composición química del material de la costura. En la tabla 4 se expone un resumen de los tipos principales de soldadura.

Tabla 4

Tipos principales de soldadura

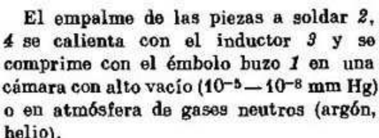
Esquema de soldadura	Característica
Soldadura eléctrica al arco, a mano	Es el procedimiento más difundido y universal de soldadura. Esta se realiza con un arco ardiente entre un electrodo metálico fusible *1* (arco dependiente). Para proteger la costura de la oxidación se emplean electrodos recubiertos con una capa gruesa de un baño que emana durante la ignición del arco escorias líquidas y gases reductores (CO; H_2). La soldadura con electrodos de carbón por arco dependiente (croquis *b*) e independiente (croquis *c*) con varillas de adición *2* se emplea limitadamente, con preferencia para la soldadura de piezas de paredes delgadas hechas de aleaciones a base de metales no ferrosos. Los electrodos de carbón se emplean más ampliamente para el corte con arco (particularmente, para los aceros aleados)
Soldadura eléctrica al arco automática con capa de fundente	Se emplea en el caso de grandes envergaduras de producción para unir piezas por costuras rectas y redondas. La soldadura se realiza con capa de fundente; como electrodo se utiliza alambre de soldar desnudo *1*. La productividad de este proceso es de 5 a 10 veces mayor que la soldadura eléctrica al arco a mano. La calidad de la costura es alta. Para aplicar costuras de forma (en el plano) cortas y dispersas se emplean aparatos semiautomáticos de manga con suministro del alambre de soldar por mangas flexibles

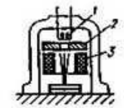
Esquema de soldadura	Característica
 Soldadura en atmósferas de gases protectoras 	 Esta soldadura se ejecuta con electrodos refractarios (croquis *a*) o fusibles de tungsteno (croquis *b*) en chorro de gases neutros (argón, helio). Este procedimiento se aplica para unir piezas de aceros de alta aleación, aleaciones a base de titanio, níquel, aluminio y magnesio. Para soldar aceros al carbono se utiliza el gas carbónico más barato
Soldadura hidrógeno-atómica 	Esta soldadura se ejecuta con arco independiente con electrodos refractarios en chorro de hidrógeno que, siendo un reductor activo, previene eficazmente la oxidación de la costura
Soldadura eléctrica bajo el lecho de escoria 	Sirve para unir piezas macizas (piezas tipo armazón de máquinas de grandes dimensiones, depósitos de alta presión). La costura se forma en el huelgo entre las piezas a unir a costa de la fusión de los electrodos planos *1* con capa de escorias sintéticas. La efusión del metal líquido y de las escorias del huelgo se previene, valiéndose de correderas refrigeradas por agua o de revestimientos cerámicos *2*
Soldadura eléctrica por contacto  	La soldadura a tope *por resistencia* (croquis *a*) se emplea para unir piezas de pequeñas secciones. Los extremos de las piezas se comprimen con una prensa hidráulica y se conecta la corriente, haciendo llegar el metal en el empalme hasta el estado plástico. En la soldadura *por chisporroteo*, al principio se comprime el empalme con un pequeño esfuerzo y se conecta la corriente, como resultado de lo cual en el empalme surge un gran número de microarcos que funden el metal (croquis *b*).

Esquema de soldadura	Característica
	Después de la fusión el empalme se comprime con una prensa hidráulica (croquis *c*). La soldadura por chisporroteo se aplica para unir piezas de grandes secciones, asimismo piezas de materiales heterogéneos
	En la soldadura por puntos de las uniones a solapa (croquis *d*), las chapas se hacen pasar por entre el electrodo inmóvil *1* y móvil *2* que periódicamente comprime las chapas, formando la costura por puntos. Para las uniones solapadas resistentes y compactas se aplica la soldadura de costura por electrodos de rodillo *3* (croquis *e*). Las chapas delgadas se unen a las piezas macizas valiéndose de la soldadura por resaltos. En la chapa se estampan previamente zigzages o prominencias (croquis *f*). Las piezas se comprimen entre electrodos planas de cobre, como resultado de lo cual tiene lugar la fusión y soldadura de los relieves
Soldadura oxiacetilénica	Se realiza en llama reductora de soplete inyector. Como material de aportación sirven alambres y varillas de metal de composición próxima al metal de las piezas a soldar. La calidad de la unión es inferior que la de la soldadura eléctrica al arco. La soldadura oxiacetilénica se utiliza preferentemente para unir piezas de aceros al carbono, en la producción en pequeños lotes, así como en las condiciones de campo. El corte oxiacetilénico se aplica vastamente, que se distingue por su alta productividad y mayor calidad del corte que el corte con arco eléctrico

Esquema de soldadura	Característica
Soldadura por gas a presión	Los bordes a unir se calientan con llama oxiacetilénica y se comprimen con ayuda de un mecanismo recalcador. Este procedimiento se emplea ampliamente para soldar tubos colectores en las condiciones de campo con calentamiento del empalme por sopletes dispuestos de modo anular
Soldadura con termita 1 2 a b 1 c	Este procedimiento se aplica preferentemente para soldar construcciones en condiciones de campo. La fuente de calor es la reacción exotérmica de reducción de los óxidos de hierro con aluminio (termitas de aluminio). El empalme limpiado de las piezas a soldar se encierra en un molde de cerámica separable *1* (croquis *a*) con termita que se enciende con cebo fosfórico. Debido a la reacción se forma óxido de aluminio que emerge en forma de escoria, e hierro en fusión que llena el huelgo en el empalme. La soldadura se concluye comprimiendo el empalme. Un procedimiento más perfecto reside en quemar la termita en un molde aparte *2* y llenando el empalme con hierro en fusión (croquis *b*). Para empalmar las líneas de transmision aérea se emplea la soldadura en mufla con termita al magnesio (mezcla de óxidos de hierro con magnesio). Los extremos de los alambres se introducen en la mufla *1* (croquis *c*) y se comprimen con un sujetador de tornillo
Soldadura por fricción 1 2	Se realiza con el calor que se desprende al rodar una de las piezas a soldar (*1*) respecto a la otra inmóvil (*2*), bajo el esfuerzo axial. Este procedimiento se aplica para soldar a tope pequeñas piezas, preferentemente cilíndricas

Esquema de soldadura	Característica
Soldadura por explosión	Se aplica para unir chapas delgadas a macizas (plaqueado de acero con cobre, latón, aleaciones a base de titanio, etc.). En la superficie de las piezas a soldar *1*, *2* se aplica una capa de explosivo *2* (amonita) y se hace explotar con detonador. Bajo la presión de la explosión la chapa se une sólidamente con el material básico
Soldadura al horno	Se emplea para unir piezas a cinturas cilíndricas (unión de bridas a tubos, unión de tubos en las construcciones de celosía). En el empalme de las piezas a unir se aplica un anillo de bronce o latón *1* (croquis *a*) o se unta el empalme con una pasta de bronce en polvo y fundente (croquis *b*). Los productos preparados se calientan en un horno eléctrico en atmósfera reductora (gases naturales) hasta la temperatura de 1100-1150°C
Soldadura a presión en frío	Se emplea para unir metales plásticos (Cu; Ni; Al; Zn; Cd, etc.). Una vez limpias y desengrasadas las superficies de empalme (croquis *a*) se comprimen a una presión que supere el límite de fluencia del material. Como resultado de los procesos de recristalización y difusión que tienen lugar en la zona de compresión, las superficies se unen sólidamente. Las uniones de solapa se sueldan, apretándolas con punzones de sección redonda o rectangular (soldadura por puntos, croquis *b*) o por laminado con rodillos (soldadura por contacto de rodillo, croquis *c*). Las piezas de metales no ferrosos (contactos, asientos) se sueldan a las piezas de acero mediante el enmangado en alojamientos cónicos

Esquema de soldadura	Característica
Soldadura por inducción	Se realiza calentando los bordes a unir, valiéndose de un inductor *1* (croquis *a*) por el cual se hace pasar corriente de alta frecuencia (5-20 kHz) con la subsiguiente compresión de los bordes con un mecanismo de recalcado. En la soldadura al arco con presión de los tubos, los extremos de éstos se calientan con corrientes de dirección opuesta con ayuda de los inductores *2*, *3* (croquis *b*). Bajo la acción de las corrientes inducidas en el empalme se forma un arco anular de giro rápido que funde el metal. Esta soldadura se concluye con la compresión del empalme. La soldadura por inducción se aplica vastamente en la producción automatizada de tubos (croquis *c*). La pieza bruta laminada en tubo se hace pasar por el inductor *4*, que calienta el empalme, y se comprimen los bordes del tubo
Soldadura por difusión	 El empalme de las piezas a soldar *2*, *4* se calienta con el inductor *3* y se comprime con el émbolo buzo *1* en una cámara con alto vacío ($10^{-5}-10^{-8}$ mm Hg) o en atmósfera de gases neutros (argón, helio). Para la unión fiable basta con un calentamiento de hasta 750—800°C. A la soldadura con este procedimiento se someten las aleaciones de alto punto de fusión, resistentes al calor, cerámica metálica, cerámica. Para soldar piezas delgadas de aleaciones a base de cobre, aluminio y níquel, así como de aceros inoxidables se emplean corrientes de gama de radiofrecuencia (50—200 kHz)

Esquema de soldadura	Característica
Soldadura por bombardeo electrónico 	Se ejecuta en vacío con flujo de electrones emitidos por una espiral de tungsteno *1* alimentada con corriente de alta tensión (250 kV), y que pasan por el ánodo anular 2. El flujo de electrones se enfoca con ayuda de bobinas electromagnéticas colectoras *3*. La temperatura en el foco es desde 3000 hasta 10 000°C; la mancha de calentamiento es desde 2—3 mm hasta varias centésimas de milímetro. Con este procedimiento pueden soldarse piezas de espesor desde varias decenas de milímetros hasta varios micrones, dispuestas en volúmenes cerrados (recipientes, envolturas) permeables para los rayos electrónicos
Soldadura al arco de plasma 	Se ejecuta con un chorro de gas neutro (nitrógeno, helio, argón) ionizado haciéndolo pasar por un arco eléctrico que arde entre el electrodo de tungsteno *1* y la tobera de cobre refrigerada por agua *2*. La temperatura por el eje del chorro es de 15 000—18 000°C. En los soldadores plasmotrónicos el gas se ioniza por un campo electromagnético de alta frecuencia; el chorro de plasma se forma con ayuda de bobinas electromagnéticas. La temperatura del chorro alcanza 40 000°C. Con este tipo de soldadura se puede soldar y cortar materiales de alto punto de fusión (incluyendo la cerámica)

Esquema de soldadura	Característica
Soldadura por ultrasonido	Esta soldadura (con frecuencia de oscilaciones de 20—30 kHz) se emplea para unir metales no ferrosos y plásticos. Las piezas se comprimen con un sujetador vibratorio *1* unido por la guíaondas *2* con un oscilador magnetoestrictivo *3*. Las oscilaciones de alta frecuencia provocan el calentamiento del empalme y la penetración recíproca difusiva de los átomos de los materiales que se unen. En radioelectrónica la soldadura por ultrasonido se utiliza para unir piezas de un espesor de hasta varios micrones
Soldadura por laser	Se realiza por rayo luminoso concentrado y creado por el laser *1* (cristal de rubí o de neodimio). La temperatura del eje del rayo llega hasta 10 000°C; la mancha de calentamiento es desde varios micrones hasta varias centésimas de milímetro. En la radioelectrónica la soldadura por laser se emplea para unir piezas de un espesor de hasta varios micrones

5.1 Tipos de uniones soldadas

Los tipos principales de uniones adheridas por soldadura eléctrica al arco y soldadura por llama de gas son los siguientes: a tope Top, en ángulo An, a solapa Sol, en T. Las costuras de cordón angulares de perfil triangular se hacen *rectas* (fig. 180, *a*), *convexas* (vista *b*) y *cóncavas* (vista *c*). La costura recta (*ordinaria*) es la que se aplica con más frecuencia. Las costuras convexas (llamadas convencionalmente costuras *con refuerzo*) tienden a la formación de *rebajes* (soldadura defectuosa en los sectores *m*

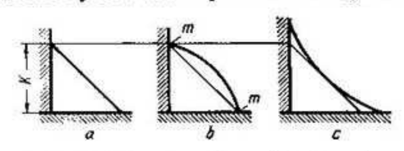


Fig. 180. Costuras de perfil triangular

de unión de la costura con las paredes de las piezas) y poseen baja resistencia mecánica cíclica. Las costuras cóncavas son las más resistentes, pero su ejecución es más difícil y menos productiva.

La característica dimensional principal de las costuras angulares es el cateto calculado K.

El cateto de las costuras en las uniones a solapa, al soldar chapas delgadas (menores de 4 mm), se hace igual al espesor s de las chapas (fig. 181, *a*).

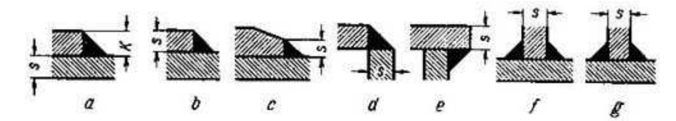


Fig. 181. Dimensiones de las costuras de perfil triangular

Para materiales de mayor espesor (4-16 mm) el cateto de la costura se determina de la correlación

$$K = 2 + 0{,}4s \ [\text{mm}]. \tag{5}$$

Al soldar materiales de distinto espesor (vistas *b*, *c*) el cateto de la costura se hace igual al espesor s del material más delgado [no obstante, no mayor que el indicado en la correlación (5)]. Al soldar materiales de distinto espesor, se aconseja hacer la costura cóncava.

En las uniones angulares con paredes de un mismo espesor según la figura 181, *d* la dimensión del cateto se ha prefijado por el espesor de los bordes. En las uniones angulares y en T (vistas *e*, *f*), donde las dimensiones de la costura pueden ser arbitrarias, el cateto de la costura se hace igual al espesor s de los materiales a soldar [pero no más de las magnitudes aportadas en la correlación (5)].

Al soldar en T materiales de distinto espesor (vista *g*) el cateto de la costura se hace igual al espesor s de la parte más delgada del material. Las costuras se aconseja hacerlas cóncavas.

De entre los procedimientos de unión de chapas los más simples y resistentes son los de solapa (fig. 182, *a*, *b*).

La insuficiencia de las uniones de solapa reside en que bajo la acción de los esfuerzos de tracción o compresión ellas experimentan flexión por un momento igual aproximadamente al producto de la fuerza efectiva por la suma de los semiespesores de las chapas a soldar (fig. 182, *a*) y se deforman (vista *b*). La productividad de la soldadura, debido a la presencia de dos costuras, es considerablemente inferior y el peso de la unión es mayor que las de tope.

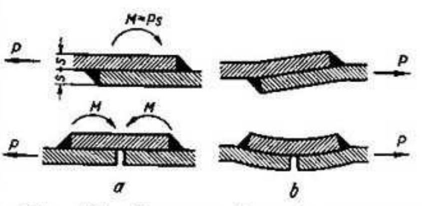


Fig. 182. Esquemas de trabajo de las uniones de solapa

Unas de las diversidades de la unión de solapa son las *costuras de muesca* formadas por la fusión de los agujeros redondos (fig. 183, *a*)

u oblongos (vista *b*) abiertos previamente en una de las chapas a adherir (a estas uniones a veces se les llama *electrorremaches*). Debido al alto volumen de trabajo de fabricación, a la baja resistencia mecánica y a la falta de hermeticidad de la costura, resulta ser uno de los peores tipos de unión. A este tipo de unión se debe recurrir sólo en casos extremos, cuando por condiciones constructivas no se puede emplear la soldadura por otros procedimientos más productivos.

Si el espesor de uno de los materiales a soldar es menor de 6—8 mm, la soldadura de costura de muesca se sustituye por la simple y productiva soldadura *por puntos por fusión* (vista *c*) del más delgado de los materiales a adherir (*soldadura con pistola*) o soldadura *de costura por fusión* (vista *d*).

a b c d

Fig. 183. Uniones de muesca (*a*, *b*) y uniones por fusión (*c*, *d*)

Al soldar chapas delgadas (por término medio de < 3 mm) a tope y en ángulo, los cantos a soldar se rebordean (fig. 184, *a*, *i*).

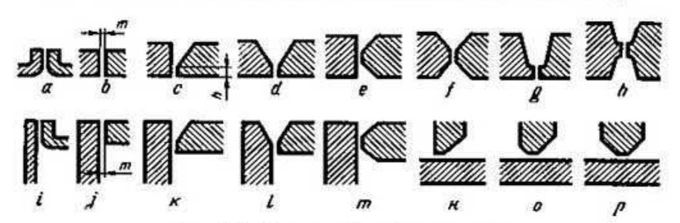


Fig. 184. Preparación de los cantos

Los bordes de las chapas de un espesor por término medio de < 8 mm en la soldadura eléctrica al arco a mano, y de < 20 mm en la automática se hacen rectos (perpendiculares al plano de la chapa). Para que la soldadura penetre en toda la sección las piezas a soldar se montan con un huelgo $m = 1 \div 2$ mm (vista *b*, *j*), que durante la soldadura se llena con metal líquido.

Si el espesor es mayor se deben escarpar los cantos (chaflanado), cosa que persigue el fin de crear un baño de fusión de la soldadura y asegurar la fusión en toda la sección.

Los tipos principales de escarpado de cantos se presentan en las vistas *c*—*h* (uniones a tope), *k*—*m* (uniones en ángulo) y *n*—*p* (uniones en T). Las aristas vivas se embotan, dejando en ellas unas cintas de altura $h = 2 \div 4$ mm (vista *c*).

Los chaflanes redondos se obtienen por torneado, los rectos, por fresado o cepillado. Si el espesor de los bordes es mayor de 15 mm los chaflanes se obtienen mediante el corte con llama de gas automático.

El escarpado con biseles curvilíneos (vistas *g*, *h*) se aplica preferentemente para las costuras rectas y redondas. El escarpado de las costuras que tienen en el plano una forma perfilada, exige la operación compleja de fresado según plantilla copiadora.

5.2 Representación de las costuras soldadas en los dibujos industriales

Conforme a las GOST 2.312—68 las costuras de las uniones soldadas se representan con líneas llenas gruesas que coinciden con los bordes de las piezas a soldar. Las costuras invisibles (situadas por el lado opuesto de la proyección) se muestran con líneas punteadas.

Las costuras de soldadura eléctrica por puntos y de contacto por rodillo, así como las costuras de las uniones obtenidas por fusión, se representan con líneas de puntos y rayos trazadas por los centros de los sectores soldados.

La costura se designa con una línea auxiliar inclinada con flecha unilateral que se apoya en la línea de la costura y con trazo horizontal en el cual se rotula la designación fundamental de la costura, que incluye en sí:

1) la simbolización con letra de la clase de soldadura (M, a mano; A, automática; S, semiautomática);

2) la simbolización con letra del tipo de soldadura (E, eléctrica al arco; G, por llama de gas; F, eléctrica al arco con capa de fundente; P, eléctrica al arco en gases protectores; Es, eléctrica bajo el lecho de escoria; C, por contacto; U, ultrasónica; Fric, por fricción; Fr, en frío; Pl, al arco de plasma; El, por bombardeo electrónico; D, por difusión; I, por inducción; Pr, por gas a presión; T, con termita; L, por laser; Ex, por explosión);

3) el signo gráfico convencional del tipo de costura (con indicación de las dimensiones de la costura, en los casos necesarios).

En los dibujos industriales de las uniones soldadas el símbolo de la costura se suele rotular en forma abreviada. El símbolo con letra del tipo de soldadura (M, A, S) se omite, dejando que el servicio tecnológico del taller de soldadura resuelva este problema según la escala de producción y la maquinaria de que se dispone.

Tampoco se simboliza la soldadura eléctrica (E) por ser el tipo de soldadura más difundido. La letra C (soldadura eléctrica por contacto) se omite, ya que este tipo de soldadura aquí se determina perfectamente por el signo convencional de la costura. Los demás símbolos literales se escriben sólo en el caso, si la unión debe ejecutarse estrictamente con la soldadura del tipo dado.

De este modo, con más frecuencia, el símbolo de la costura consta sólo del signo convencional de la misma.

Tabla 5

Tipo de la costura	Signo de la costura	Unión soldada
De cordón angular (*K* es el cateto calculado de la costura)	K	
Por puntos		
A tope con aristas rebordadas		
Sin borde sesgado		
Con biselado de un borde	α	
Con embotamiento del borde sesgado	α	
Costura convexa (con refuerzo)		
Costura cóncava		
Con ambos bordes sesgados	2α	
Con embotamiento de los bordes sesgados	2α	
Con sesgadura bilateral de un borde	2α	
Con sesgadura bilateral de ambos bordes	2α	
Con sesgadura curvilínea de un borde		
Con sesgadura curvilínea de ambos bordes		
Eliminación del reforzamiento hasta la superficie de los bordes a soldar		
Elaboración de la costura con transición suave al metal base		

Los signos se ejecutan con una altura de 4—7 mm con líneas finas. El ángulo $\alpha \approx 45°$; la distancia entre las líneas paralelas contiguas del signo no deben ser menores de 0,8 mm.

Las líneas de observación se trazan, como regla general, en las costuras visibles, en la proyección, donde la costura se explicita

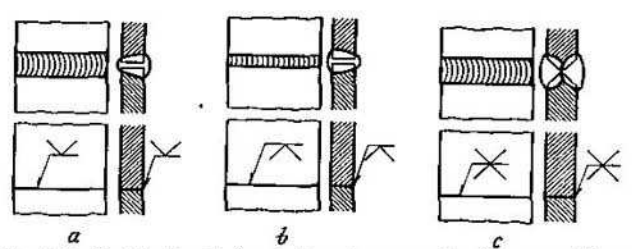


Fig. 185. Rotulación de las designaciones en las líneas auxiliares

más plenamente (habitualmente en la proyección de plano). No deben reiterarse las líneas de observación en varias proyecciones al mismo tiempo (por ejemplo, en el plano y en el corte).

Los signos se escriben sobre el trazo horizontal, si la línea de observación se ha trazado desde el lado anverso de la costura

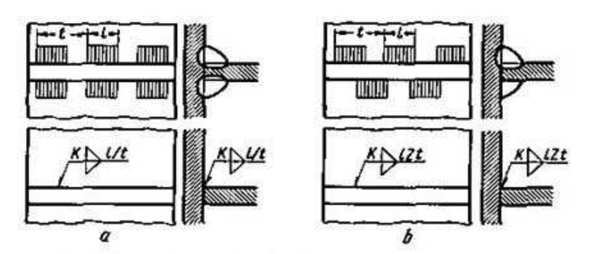


Fig. 186. Representación de costuras discontinuas

(fig. 185, *a*), y debajo del trazo horizontal (en posición vuelta), si la línea de observación se ha trazado desde el lado inverso de la costura (vista *b*). Los signos de las costuras simétricas bilaterales se escriben en el centro del trazo horizontal (vista *c*).

En los símbolos de las costuras discontinuas se indica la longitud l y el paso t de los sectores soldados (para las costuras por puntos se indica el diámetro d y el paso t de los puntos) divididos para las costuras en cadena con una línea oblicua (fig. 186, *a*) y para las costuras soldadas a tresbolillo, con el signo Z (fig. 186, *b*).

Ejemplos de la designación de las costuras se aportan en las tablas 6—10. En la figura 187 se muestran algunas designaciones complementarias. Las costuras ejecutadas por contorno cerrado se simbolizan con un círculo pequeño en la intersección de la línea de observación y del trazo horizontal (fig. 187, *a*). Las costuras ejecutadas en el montaje se distinguen con el signo ˥ (vista *b*).

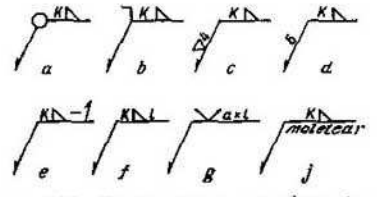


Fig. 187. Designaciones complementarias

El signo se emplea sólo para los conjuntos de montaje simples. Para las uniones complejas es mejor confeccionar dibujos de montaje aislados (conjuntos de montaje soldados).

Las costuras sometidas al tratamiento mecánico se distinguen con el signo de la pureza del mecanizado, situado en la línea de observación (vista *c*).

La designación (limpieza de la costura) se aplica en los casos simples. Si el tratamiento mecánico varía la forma de la costura y afecta los sectores contiguos del metal básico, se confecciona un dibujo aislado (*conjunto soldado*) que representa el producto después de la soldadura con todos los sobreespesores indispensables para el maquinado, y otro dibujo para el tratamiento mecánico (*conjunto mecánico*) que muestra el producto en forma terminada.

Las costuras de un mismo tipo y dimensión se designan una vez, indicando en la línea de observación el número total de costuras del tipo dado (vista *d*), las demás costuras se señalan sólo con líneas de observación.

Si hace falta numerar las costuras conforme a la tabla expuesta en el dibujo, el número de orden se escribe al final de la designación (vista *e*). La cifra del número debe ser 1,5—2 veces mayor que la altura de los signos restantes de la designación.

La longitud *l* de las costuras de cordón de perfil triangular se rotula conforme a la vista *f*. Para las demás costuras de cordón se indica también el espesor calculado *a* de las chapas a soldar (vista *g*). Las indicaciones complementarias (por ejemplo, indicaciones sobre el tratamiento de endurecimiento) se indican con una inscripción en el trazo horizontal (vista *h*) o con signos convencionales que deben ser descifrados en el dibujo o en otra documentación técnica.

En la documentación técnica normativa se emplean designaciones particulares compuestas de letras que indican el tipo de unión soldada (Top, Sol, An, T) y las cifras que determinan el tipo de costura conforme al clasificador (GOST 8713—58).

El procedimiento de representación de las costuras con línea llena gruesa no es conveniente para las costuras fundidas en distintos sectores de los bordes, ya que la línea de la costura se confunde con la línea del contorno y, sin aclaraciones complementarias es imposible determinar la extensión *l* de la costura (fig. 188, *a*) y coordinar la costura a partir de la base (dimensión *s*).

Uniones a tope

Tipo de costura	Unión soldada	Signo de la costura	Representación de la costura en los dibujos		
			en el plano		en el corte
			anverso	reverso	
Con un canto rebordado					
Con ambos cantos rebordados					
Sin bordes biselados, unilateral					
Sin bordes biselados, bilateral					
Sin bordes biselados sobre placa adicionada separable					
Sin bordes biselados sobre placa adicionada inseparable					
A modo de cierre					
Con un borde biselado, unilateral					
Con un borde biselado, bilateral					

Tipo de costura	Unión soldada	Signo de la costura	Representación de la costura en los dibujos		
			en el plano		en el corte
			anverso	reverso	
Con dos bordes biselados, unilateral					
Con dos bordes biselados, bilateral					
Con dos biseles simétricos en un borde, bilateral					
Con dos biseles asimétricos en un borde, bilateral					
Con los dos bordes biselados simétricamente, bilateral					
Con los dos bordes biselados asimétricamente, bilateral					
Con bisel curvilíneo en un borde, unilateral					
Con biseles curvilíneos en ambos bordes, unilateral					
Con dos biseles simétricos en ambos bordes, bilateral					

Uniones de solapa

Tipo de costura	Unión soldada	Signo de la costura	Representación de la costura en los dibujos		
			en el plano		en el corte
			anverso	reverso	
Sin bordes biselados, unilateral			K	K	K
Sin bordes biselados, bilateral			K	K	K
Interrumpido, unilateral			K l/t	K l/t	K l/t
Por puntos, unilateral			d/t	d/t	d/t
Con un borde biselado, unilateral					
Con agujeros redondos con soldadura continua			d	d	d
Con agujeros oblongos y soldadura continua					
Con agujeros oblongos y soldadura discontinua			K	K	K
Con fusión, unilateral			d	d	d

Uniones en ángulo

Tipo de costura	Unión soldada	Signo de la costura	Representación de la costura en los dibujos		
			en el plano		en el corte
			anverso	reverso	
Con un canto rebordeado					
Sin bordes biselidos, unilateral					
Sin bordes biselados bilateral			K	K	K
En ángulo, unilateral			K	K	K
En ángulo, bilateral			K, K_1	K_1, K	K, K_1
Con un borde biselado, unilateral					
Con un borde biselado, bilateral			K	K	K
Con ambos bordes biselados, unilateral			K	K	K
Con dos biseles en un borde, bilateral					

Uniones en T

Tipo de costura	Unión soldada	Signo de la costura	Representación de la costura en los dibujos		
			en el plano		en el corte
			anverso	reverso	
Sin bordes biselados, unilateral			K	K	K
Discontinua, unilateral			K l/t	K l/t	K l/t
Bilateral			K K₁	K₁ K	K K₁
Discontinua, bilateral			K l/t	K l/t	K l/t
Al tresbolillo, bilateral			K lZt	K lZt	K lZt
Por puntos, unilateral			d/t	d/t	d/t
Por puntos, al tresbolillo, bilateral			dZt	dZt	dZt
Con borde biselado, unilateral					
Con dos biseles simétricos, bilateral					

Tabla 10

Uniones por soldadura eléctrica por contacto

Tipo de costura	Unión soldada	Signo de la costura	Esquema para determinar las dimensiones	Representación de la costura en los dibujos	
				en el plano	en el corte
Por puntos, en una fila			d, e_1	d e_1	d e_1
Por puntos, en filas (n es el número de filas)			d, e_1, e_2	d e_1/e_2-n	d e_1/e_2-n
Por puntos, al tresbolillo			d, e_1, e_2	d e_1Ze_2-n	d e_1Ze_2-n
Por puntos con bordes ribeteados			d, e_1	d e_1	d e_1
Por contacto de rodillo			d	d	d
Por contacto de rodillo, discontinua			l, t, d	d l/t	d l/t
Soldadura por resaltos			d, e_1	d e_1	d e_1
Soldadura a tope sin fusión			—		
Soldadura a tope con fusión			—		

En la representación rayada (vista *b*) la costura se muestra con rayas rectas o ligeramente encorvadas (pestañas) de altura aproximadamente igual a la anchura de la costura (en escala del dibujo industrial). Las dimensiones indispensables se rotulan en la proyección. Las costuras invisibles se representan con rayado rarificado.

Otro de los procedimientos consiste en mostrar los contornos de la costura con líneas finas llenas para las costuras visibles, y de trazos para las invisibles (vista *c*).

La representación de las costuras con líneas gruesas (vista *d*) disminuye la productividad del copiadó (las líneas gruesas tardan en secarse) y es aplicable

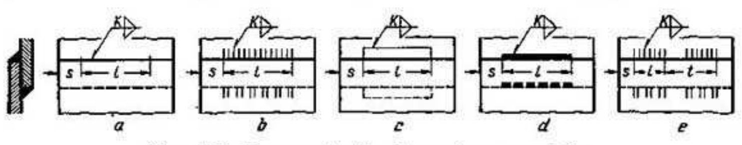


Fig. 188. Representación de costuras parciales

en la reproducción de dibujos sin copiar, así como en las producciones donde los dibujos de las uniones soldadas son raros.

Los procedimientos mostrados en las vistas *b-d* permiten indicar las dimensiones de las costuras en cadena discontinuas y al tresbolillo directamente en el dibujo (vista *e*) sin ayuda de signos convencionales, asimismo dar la distancia *s* de la costura desde la base que en los signos convencionales no se refleja.

Los signos convencionales de las costuras con cantos escarpados deben ser descifrados en las especificaciones (apartado de las uniones soldadas) con citas a las respectivas normas. Para las costuras no estandarizadas es necesario preparar dibujos con la indicación de todos los elementos de la costura y los bordes (el ángulo de escarpado de los cantos, el huelgo entre los bordes, la magnitud del embotamiento de los bordes, la altura del refuerzo, etc.).

En los dibujos de las uniones de solapa deben indicarse la anchura de la solapa, la distancia de las costuras desde los bordes longitudinales y transversales, para las uniones por ranuras deben también indicarse las dimensiones y la coordinación de los agujeros.

5.3 Dibujos de las uniones soldadas

La documentación de los dibujos industriales de las uniones soldadas, en el caso general, consta de los dibujos de las *piezas brutas*, del plano de ejecución de la unión soldada (*conjunto soldado*), del dibujo del tratamiento mecánico (*conjunto de mecanizado*) y del dibujo de la *pieza soldada* en forma terminada.

En la figura 189 se expone el ejemplo de la confección desarrollada de dibujos de una construcción soldada.

Las piezas brutas (vista *a*, *b*) se trazan en la misma forma que se exponen a la soldadura, con todos los sobreespesores indispensables para el ulterior tratamiento mecánico de la unión.

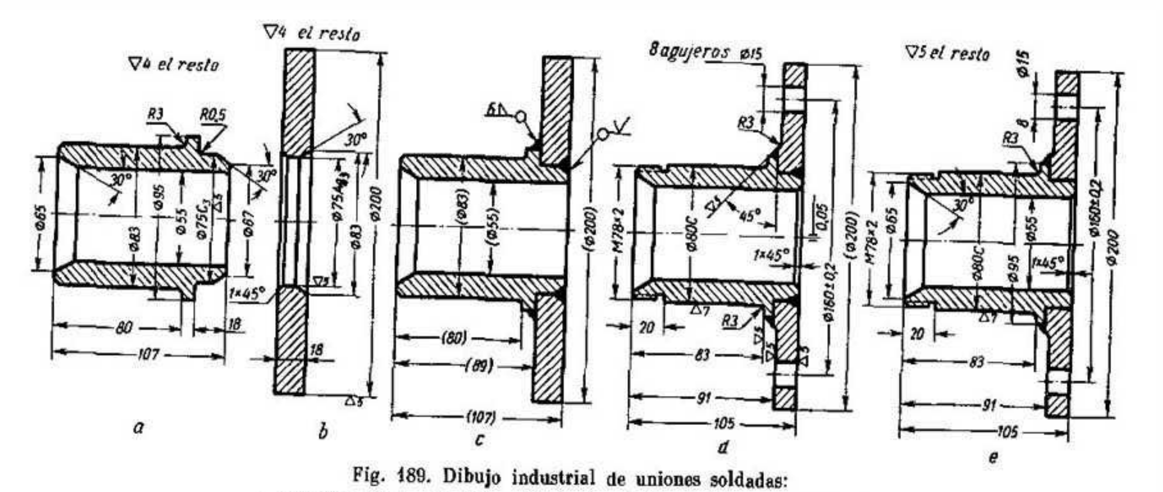


Fig. 189. Dibujo industrial de uniones soldadas:

a, *b*, piezas brutas; *c*, conjunto soldado; *d*, conjunto mecánico; *e*, pieza soldada

Las superficies de las piezas brutas que se elaboran mecánicamente y que no se tocan en el tratamiento mecánico de la unión soldada, se trazan en forma definitiva, indicando las tolerancias y los signos de pureza indispensables.

En el dibujo del conjunto soldado (vista *c*), el producto se traza tal como debe ser después de la soldadura. Se aportan sólo los datos que deben mantenerse en la soldadura: las dimensiones, el tipo, la extensión de las costuras soldadas, las dimensiones que determinan la disposición recíproca de las piezas (en ausencia de bases de fijación), así como las dimensiones indispensables para fabricar los aditamentos de soldadura.

Las dimensiones sobrantes (reiteración de las dimensiones de las piezas brutas, rotulación de las dimensiones que se determinan por sí mismo como resultado de la unión de las piezas por las bases de fijación) sólo complican el dibujo y desvían la atención del ejecutor.

Las dimensiones indispensables para información se rotulan entre paréntesis (la señal que distingue las dimensiones de información de las de ejecución).

Es obligatorio rotular las dimensiones exteriores del conjunto entre paréntesis, si éstas son de información, y sin paréntesis, si éstas son de ejecución, es decir, que deben mantenerse en la soldadura.

En el dibujo del conjunto mecánico (vista *d*) el producto se representa en la misma forma que debe tener después del tratamiento mecánico, rotulando todas las dimensiones de ejecución con las tolerancias indispensables. Las otras dimensiones se aportan a modo de información.

El dibujo de la pieza soldada (vista *e*) debe contener todos los datos indispensables y suficientes para la aplicación de la pieza. Las dimensiones intermedias de la soldadura y del tratamiento mecánico de la pieza bruta, se omiten.

En la figura 190 se exponen ejemplos de confección simplificada.

Si el producto después de la soldadura se somete a un tratamiento mecánico circular (o casi circular) (vistas *a*—*c*), el conjunto mecánico (vista *c*) puede servir de dibujo de la pieza soldada.

Para las uniones soldadas simples, compuestas de piezas brutas de comercio (tubos, chapas, perfiles laminados), basta con la preparación del dibujo de soldadura de ejecución (vista *d*), en el cual se rotulan todas las dimensiones indispensables para la soldadura, fabricación de las piezas brutas, así como todos los datos que caracterizan el producto en total.

Al unir en un conjunto varios subconjuntos preparados de antemano, es conveniente hacer el dibujo de montaje de la unión (conjunto soldado de montaje), en el cual se aportan los datos que se refieren sólo al montaje.

En los dibujos de las uniones soldadas debe indicarse la extensión total de las costuras de cada tipo (como material inicial para el cálculo del gasto de electrodos en la fabricación del producto).

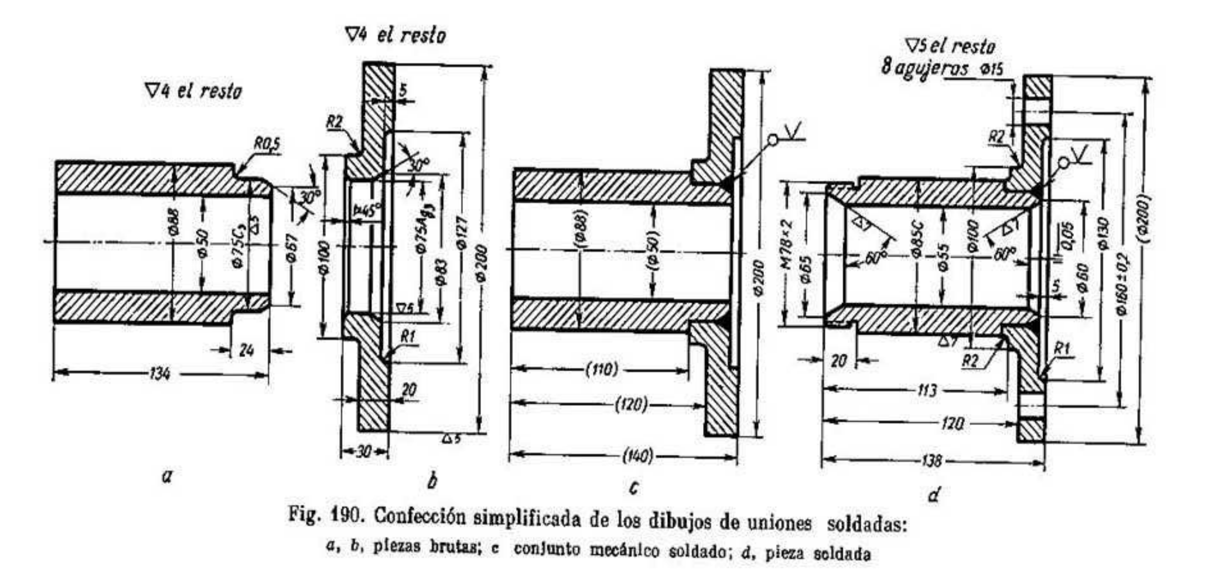


Fig. 190. Confección simplificada de los dibujos de uniones soldadas:
a, *b*, piezas brutas; *c* conjunto mecánico soldado; *d*, pieza soldada

La necesidad de realizar ensayos especiales de las uniones soldadas (por ejemplo, ensayos a la hermeticidad) se menciona en los requerimientos técnicos del dibujo industrial. En las especificaciones se citan los regímenes de ensayo, los fundamentos para el rechazo de las piezas defectuosas y procedimientos para corregir el defecto.

5.4 Reglas para el diseño

En la tabla 11 se exponen las reglas para diseñar las uniones soldadas y se muestran ejemplos de modificación de las construcciones, que mejoran la fabricación de los conjuntos soldados.

5.5 Cómo elevar la resistencia mecánica de las uniones soldadas

La elevación de la resistencia mecánica de las uniones soldadas se alcanza con procedimientos constructivos (la disposición racional de las costuras respecto de los esfuerzos efectivos, la forma conveniente de las costuras) y tecnológicos (protección de la costura contra las acciones nocivas en el proceso de soldadura, tratamiento térmico, tratamiento de endurecimiento por deformación plástica en frío). Los procedimientos constructivos para elevar la resistencia mecánica se exponen en la fig. 191.

En las vistas *1—3* se muestra el refuerzo sucesivo del conjunto de soldadura de una brida cargada por un momento torsional, mediante el aumento del diámetro de la costura anular. La resistencia al cizallamiento (proporcional al cuadrado del diámetro de la unión) en la construcción *2*, siendo igual la sección de la costura, es 7 veces mayor, y en la construcción *3*, 18 veces mayor que en la construcción *1*.

Si la construcción de la costura es correcta, son innecesarios los refuerzos complementarios [en la rosca (vista *4*), en el ajuste de presión (vista *5*), etc.].

En las uniones centradoras las piezas a soldar se colocan con ajustes holgados por la clase de precisión no mayor de la tercera [ajustes semilibres (S_3 y S_4), con holgura (H_3 y H_4), encaje flojo (F_3)]. En caso de necesidad de un centrado más exacto se aplican los ajustes corredizos C_{2a} y C_3, y los adherentes del tipo Ad_{2a}, Ad_3.

Es conveniente descargar las costuras soldadas, trasladando la percepción de las cargas al sector del material enterizo y dejando para las costuras soldadas sólo la función de unión de las piezas.

Algunos de los procedimientos de descarga de las costuras soldadas se muestran en las vistas *6*, *7* (vástago cargado por una fuerza axial) y en las vistas *8*, *9* (brida de apoyo).

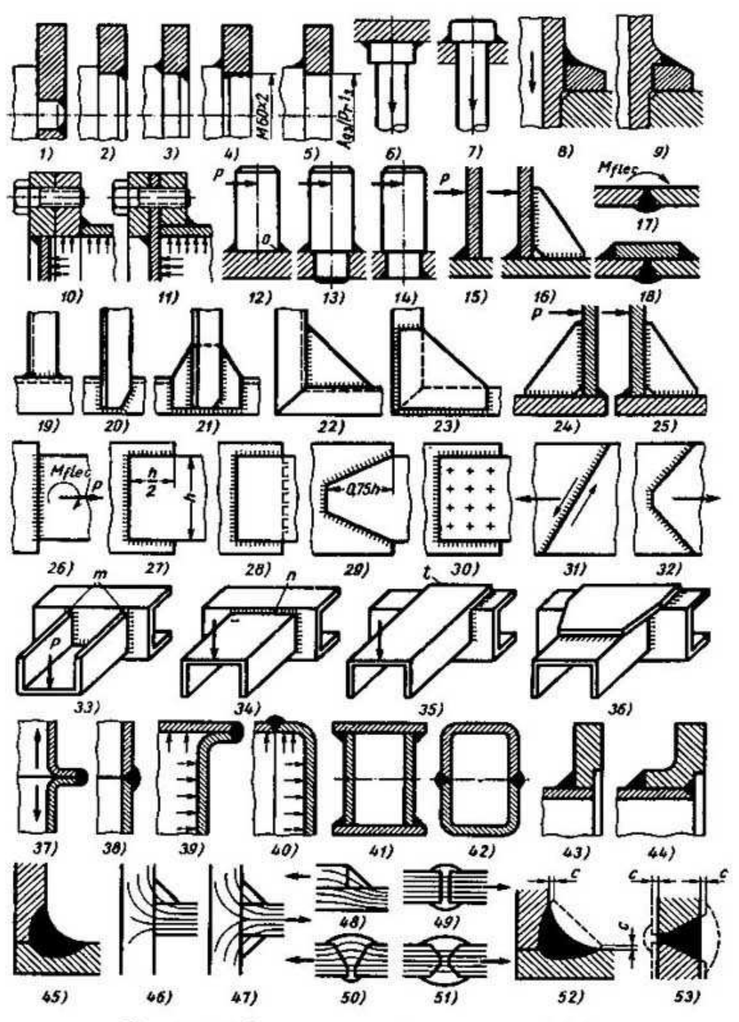


Fig. 191. Endurecimiento de las uniones soldadas

Tabla 11

Reglas para el diseño de las uniones soldadas

Construcción	
errónea	modificada

Garantizar el acceso cómodo de los electrodos a la costura a soldar

Soldadura de tabiques



Las costuras soldadas han sido sacadas del espacio apretado entre los tabiques

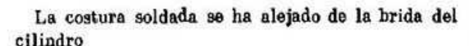


Soldadura de casquillo distanciadores a las chapas

Las costuras soldadas se han sacado a la superficie de las chapas



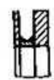
Soldadura de la camisa al cilindro



La costura soldada se ha alejado de la brida del cilindro



Soldadura de una brida a la tubuladura



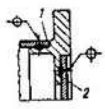
La brida se ha alejado de la pared contigua

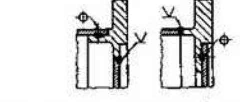


La costura soldada se ha desplazado al extremo de la brida



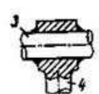
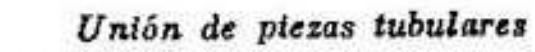
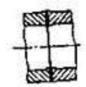
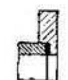
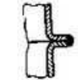
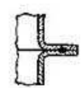
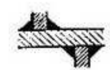
Conjunto de soldadura de la virola 1 con el diafragma 2

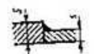
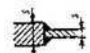
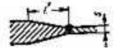




Después de soldar una costura la soldadura por contacto de rodillo de la otra es dificultosa

Una de las costuras se ha ejecutado con soldadura eléctrica al arco

Construcción		
errónea		modificada
Emplear los procedimientos de soldadura más sencillos y productivos		
	*Unión de un giramachos 3 con la varilla 4* Las costuras anulares se han sustituido por soldadura de botón	
	 *Unión de piezas tubulares* La soldadura eléctrica al arco con costura anular se ha sustituido por la de contacto a tope	
	*Acoplamiento de la brida al tubo* La soldadura eléctrica al arco se ha sustituito por la de contacto a tope	
	*Soldadura de un depósito* La soldadura eléctrica al arco se ha sustituido por la de contacto de rodillo	
Evitar la simultaneidad de las costuras. Reducir al mínimo la cantidad de metal de aportación		
	*Soldadura de nervios* Los nervios se han dispuesto en orden escaquiado	
	*Soldadura de tabiques inclinados* Los tabiques se han separado	

Construcción	
errónea	modificada
Evitar la soldadura de piezas macizas con otras delgadas. Atribuir a los bordes a soldar secciones aproximadamente iguales	
Correlaciones límites en la soldadura a tope	
 	 
$S/s < 3$	Siendo $S/s > 3$ se introducen sectores cuneiformes de longitud $l > 5\ (S-s)$; $l' > 3\ (S-s)$
Soldadura de una brida a un tubo de pared delgada	
	La brida se ha ejecutado con adaptador anular de pared delgada 
Soldadura de un dedo a una chapa	
	 Al dedo se le ha agregado una brida de pared delgada
	 En el sector de soldadura en el dedo se ha hecho un rebajo
Soldadura de discos a la llanta de un piñón	
	La llanta se ha hecho con anillos adoptadores de paredes delgadas 
Prever la fijación recíproca de las piezas a soldar con el fin de evitar los aditamentos de soldar	
	La cabeza se ha centrado en el vástago 

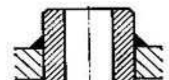
Construcción	
errónea	modificada

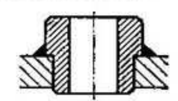
Soldadura de una brida a un tubo

La brida se ha centrado y fijado en sentido axial en el tubo



Soldadura de un tetón a una chapa



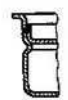


El tetón se ha fijado en sentido axial por medio de un rebete

Soldadura de costura de un tabique a una virola



El tabique se ha fijado en sentido axial con ayuda de un zigzag



Evitar el escarpado laborioso de los cantos.
Los baños de fusión de la soldadura hay que formarlos mediante el desplazamiento de las piezas a soldar

Soldadura de bordes





Uniones en ángulo





Unión de perfiles con chapas













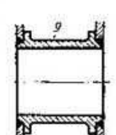
Construcción	
errónea	modificada
Soldadura de una sobrejunta	
Soldadura de tubos al manguito	
Preparar la pieza que se somete más fácilmente al tratamiento mecánico	
Se ha preparado el tapón ciego	
Evitar el ajuste de las piezas brutas por el contorno de la unión. Simplificar la forma de las piezas brutas	
Soldadura de los nervios a piezas de sección en U	
En el sector de transición de redondeo el nervio se ha cortado	
Sobrejunta	
El escote de la sobrejunta se ha sustituido por un corte recto	
Unificar las piezas brutas	
Polea soldada	
La polea se ha hecho de dos piezas iguales	

Continuación de la tabla 11

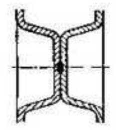
Construcción		
errónea		modificada
	Depósito Las mitades del depósito se han hecho iguales	
	Al soldar materiales de paredes delgadas deben emplearse ampliamente elementos doblados y estampados que aumentan la rigidez de la construcción	
	Soldadura de una repisa La repisa compuesta se ha sustituido por otra doblada	
	Refuerzo de una unión en ángulo de tubos Las sobrejuntas planas se han sustituido por una curvada	
	Refuerzo de una pieza de sección en U Los nervios soldados *5* se han sustituido por la caja *6*	
	Unión de una brida con un tubo Los nervios de refuerzo *7* se han sustituido por las abolladuras *8* en el tubo	

Construcción	
errónea	modificada

Unión de chapas

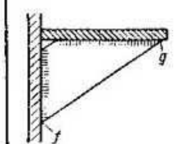


Los manguitos distanciadores *9* se han sustituido por dos mitades convexas

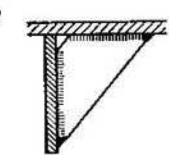


Prevenir la quemadura y fusión de los bordes delgados en la zona de la costura soldada

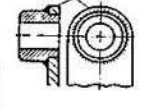
Soldadura de nervios



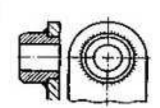
Se han eliminado las aristas vivas *q* y *f*



Soldadura de un casquillo a una palanca



Se ha evitado la quemadura del borde delgado *k*, aumentando su sección



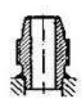
Soldadura de una brida a una virola

Se ha prevenido la fusión del borde del agujero *w*, alejando éste de la costura soldada. Otra solución consiste en abrir el agujero después de la soldadura

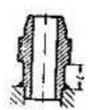


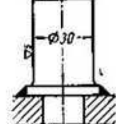
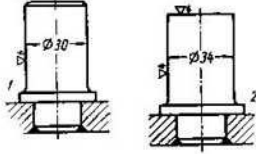
Alejar las superficies labradas de la zona a soldar. Las superficies de precisión deben elaborarse después de la soldadura

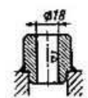
Soldadura de un racor roscado

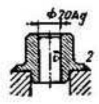


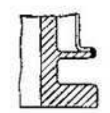
La rosca se ha alejado de la costura soldada a la distancia *l*, suficiente para prevenir la fusión de aquélla

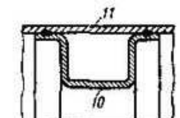
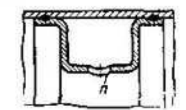
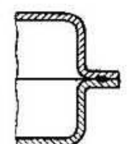
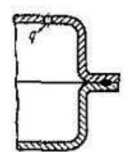
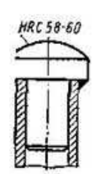
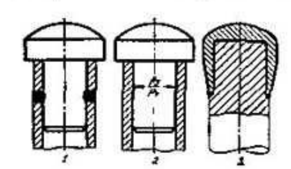


<table>
<tr><th colspan="2">Construcción</th></tr>
<tr><th>errónea</th><th>modificada</th></tr>
<tr><td colspan="2">Soldadura de un dedo</td></tr>
<tr><td>

</td><td>

1. La costura soldada se ha alejado de la superficie trabajada
2. En el dedo se ha dado un sobreespesor que se quita después de la soldadura</td></tr>
<tr><td colspan="2">Soldadura de un casquillo</td></tr>
<tr><td>
</td><td>



1. Para evitar el torcimiento del agujero, la costura soldada se ha alejado del cuerpo del casquillo
2. El agujero se mecaniza en fino después de la soldadura</td></tr>
<tr><td colspan="2">Al soldar piezas de distinta sección, prever los termoamortiguadores que previenen el surgimiento de esfuerzos térmicos como resultado del enfriamiento irregular</td></tr>
<tr><td colspan="2">Soldadura de la camisa al cilindro</td></tr>
<tr><td></td><td>A la camisa se la ha dado elasticidad con ayuda de un gofrado
</td></tr>
</table>

Construcción	
errónea	modificada
Al soldar cavidades cerradas, prevenir el torcimiento de las paredes como resultado de la formación de vacío durante el enfriamiento	
Soldadura de un perfil anular de rigidez 10 a la virola 11	
	 En el perfil se ha previsto un agujero de ventilación *n*
Flotador soldado	
	 En el flotador se ha previsto un agujero *q* que se suelda después del enfriamiento del flotador
No unir con soldadura las piezas templadas y sometidas a tratamiento quimicotérmico (en el proceso de calentamiento se pierde el efecto del tratamiento térmico)	
Unión de una contera templada a un vástago tubular	
	 1. La contera se ha unido por soldadura de botón 2. La soldadura se ha sustituido por enmangado 3. La cabeza se ha estelitizado

En el conjunto de sujeción de la tapa a la virola de un recipiente cilíndrico cargado por presión interior (vista *10*), las costuras soldadas de la tapa y de la virola experimentan flexión y cizallamiento por las fuerzas de presión. En la construcción mejorada *11* la costura soldada de la virola está descargada por el establecimiento de la virola en la brida, y la costura del fondo, por la compresión del fondo entre las bridas de la virola y del fondo.

Las costuras de fuerza se deben cargar preferentemente al cizallamiento y a la tracción, eliminando la flexión.

La construcción *12* de un vástago soldado y cargado por la fuerza transversal P no es conveniente. La fuerza P, girando el vástago en torno del punto O, provoca altas tensiones de rotura en la zona opuesta a este punto. Además, la costura experimenta cizalladura.

Es algo mejor la construcción *13*, donde el vástago está centrado en el alojamiento de la pieza gracias a lo cual la costura está libre del cizallamiento. No obstante, la sección peligrosa del vástago está debilitada por la costura soldada.

En la construcción *14*, la flexión y el cizallamiento por fuerza P los soportan las secciones enterizas del vástago, no debilitados por la soldadura. La costura está descargada prácticamente de la acción de la fuerza y sirve sólo para fijar el vástago en la pieza.

La costura de la pared soldada (vista *15*) que se flexiona por la fuerza P, es mejor descargarla introduciendo un nervio (vista *16*).

La flexión de la costura a tope (vista *17*) puede eliminarse introduciendo una sobrejunta (vista *18*), cuyas costuras experimentan principalmente tracción. La costura a tope en esta construcción experimenta compresión.

La soldadura de angulares a tope (vista *19*) es insuficientemente sólida. Es mejor soldar los angulares por el plano de las alas (vista *20*) con refuerzo (para condiciones pesadas de trabajo) con placas de nudo (vista *21*).

Las placas de nudo es mejor soldarlas no a tope (vista *22*), sino en solapa (vista *23*).

Los nervios soldados se aconseja situarlos de modo que experimenten no tracción (vista *24*), sino compresión (vista *25*), lo que prácticamente descarga completamente las costuras soldadas.

En las vistas *26*—*29* se muestra el refuerzo sucesivo de una unión de chapa cargada por la fuerza de extensión P y el momento flector M_{flex}. La comparación de la resistencia mecánica de las distintas construcciones se inserta en la tabla 12.

La resistencia mecánica de la unión a tope *26* se toma por unidad.

Las chapas, placas de nudo, sobrejuntas, etc, soldadas de gran extensión y de pequeño espesor, además de la soldadura por el contorno, es mejor unirlas, con la pieza base con soldadura por puntos (vista *30*) para evitar la separación de las chapas durante las deformaciones del sistema.

Las costuras oblicuas de la unión de solapa (vista *31*) que se someten a tracción, experimentan cargas complementarias de ciza-

Tabla 12

Unión	Resistencia	
	a la rotura	a la flexión
A tope (fig. 191, vista *26*)	1	1
De solapa (vista *27*)	2	4
De solapa con soldadura por el lado reverso (vista *28*)	3	5
De solapa con bordes biselados (vista *29*)	2,5	5

lladura a lo largo de la línea de la costura. En la unión equilibrada con bisel bilateral (vista *32*) las costuras están descargadas de la cizalladura.

En las vistas *33—36* se muestran las construcciones de un conjunto de soldadura de hierros en U. En la unión con el hierro en U dispuesto con las alas hacia arriba (vista *33*), los sectores superiores m de las costuras soldadas verticales se someten a tensiones altas de rotura por la acción de la fuerza P.

En la construcción con hierro en U con las alas dispuestas hacia abajo (vista *34*), el esfuerzo lo soporta la costura horizontal n de gran extensión; los sectores finales débiles de las costuras verticales experimentan compresión.

En la construcción con ensamble del hierro en U en caja y espiga (vista *35*), las costuras soldadas están descargadas de la flexión por la fuerza P; el momento flector lo soportan las costuras de flanco y la costura transversal t que trabajan al cizallamiento. En la vista *36* se representa una unión reforzada con placa de nudo.

Conviene evitar la aplicación no centrada de fuerzas, que provoca la flexión de la costura.

Las costuras ribeteadas en los conjuntos que se someten a la tracción (vista *37*), experimentan flexión. Es mejor las construcciones con costura a tope (vista *38*). En el conjunto de soldadura del fondo al recipiente cilíndrico con ribeteado (vista *39*), la costura soldada bajo la acción de la presión interior se somete a la flexión. La costura a tope (vista *40*) experimenta principalmente rotura.

Conviene evitar la disposición de las costuras soldadas en la zona de altas tensiones.

En las vigas soldadas, que se someten a la flexión, es mejor situar las costuras no precisamente en las alas (vista *41*), sino en la línea neutra de la sección (vista *42*), donde las tensiones normales tienen la menor magnitud.

En las uniones sometidas a la acción de cargas cíclicas y dinámicas, conviene evitar la disposición de las costuras soldadas en los sectores de concentración de tensiones, por ejemplo, en las transicio-

nes de una sección a otra (vista *43*). La costura, en estas condiciones, se somete a elevadas tensiones y, además de esto, intensifica la concentración de tensiones, debido a la heterogeneidad de su estructura.

En la vista *44* se expone una construcción mejorada.

Si no es posible trasladar la costura fuerza de los límites del sector de concentración de tensiones, se aconseja aplicar costuras cóncavas (vista *45*) con fusión profunda que se alcanza con la soldadura al arco corto.

El perfil de la costura debe ser, en lo posible, simétrico respecto a la acción de las cargas. En las uniones en T, que se someten a la tracción (vista *46*), es conveniente aplicar costuras bilaterales (vista *47*). Las uniones de solapa (vista *48*) conviene, en lo posible, sustituirlas por las de a tope (vista *49*). En las uniones a tope conviene aplicar el escarpado bilateral de los cantos (vista *51*), ya que en las uniones con costura asimétrica (vista *50*) tiene lugar el torcimiento del flujo de fuerza, acompañado por los saltos de las tensiones.

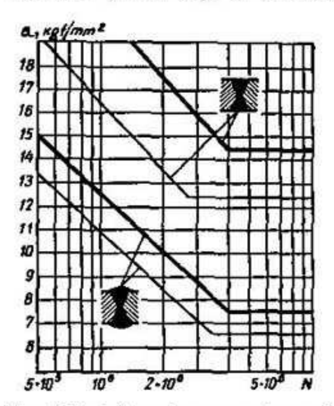


Fig. 192. Influencia que ejerce el tratamiento térmico y mecánico de las costuras en la resistencia mecánica cíclica. Acero OJ12NDL.

La resistencia mecánica cíclica de las costuras soldadas puede elevarse considerablemente con el tratamiento mecánico, dando a la costura una forma racional que disminuya la concentración de tensiones.

Las costuras en ángulo conviene tratarlas por el radio con transición suave a la superficie de las piezas a unir (vista *52*). Las costuras a tope se mecanizan al ras con la superficie del producto, eliminando las afluencias (refuerzos), tanto por el lado de la costura fundamental, como también por el lado de la soldadura reversa (vista *53*).

Para la unión suave de la costura con las paredes del producto, en la mayoría de los casos es necesario, al mismo tiempo que se trabaja la costura, recortar las paredes (líneas de trazos en las vistas *52*, *53*), para lo cual conviene prever sobreespesores *c* para el maquinado.

En la figura 192 se exponen las curvas de resistencia cíclica de una unión a tope con refuerzos (curvas inferiores), y después de su eliminación con el tratamiento mecánico (curvas superiores). Las líneas finas representan la resistencia cíclica de la unión sin tratamiento térmico estabilizador (recocido a 670° C). Como se ve del gráfico, la eliminación de las consolidaciones eleva la resistencia cíclica aproxidamamente 2 veces, y el tratamiento térmico en un 15—20%.

Eleva considerablemente (en un 30—40%) la resistencia cíclica la fusión alisadora de las costuras con electrodo de tungsteno en atmósfera de argón.

El endurecimiento de las costuras por la deformación plástica en estado frío (moleteado, endurecimiento por chorreo con perdigones, troquelado por herramienta neumática con troqueles de haces) permite hacer la resistencia cíclica de la costura igual a la resistencia mecánica del metal básico.

5.6 Uniones por soldadura eléctrica de contacto

Las piezas que se unen a tope por soldadura eléctrica de contacto no se suelen centrar la una respecto de la otra (fig. 193, *a*), ya que la fijación recíproca de las piezas se realiza con su colocación en los sujetadores de la soldadora y del mecanismo recalcador. Al centrar

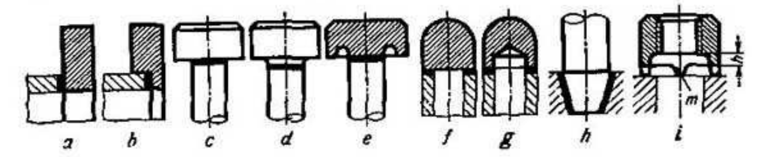


Fig. 193. Uniones de soldadura eléctrica por contacto

las piezas (vista *b*) se necesita la colocación flotante de una de las piezas en los sujetadores.

Al soldar piezas delgadas con otras macizas, conviene prever en la pieza maciza sectores de transición correspondientes a la forma de la pieza delgada a acoplar (vistas, *c*—*e*, *f*, *g*).

Si es necesario garantizar una elevada estabilidad contra la flexión, se emplea la unión de piezas en alojamientos cónicos (vista *h*). Esta construcción reduce bruscamente el esfuerzo indispensable de compresión de las piezas en el proceso de soldadura.

A diferencia de la soldadura eléctrica al arco, la eléctrica a tope de contacto admite la soldadura de piezas con superficies mecanizadas (por ejemplo, de piezas roscadas). Para prevenir las deformaciones y para proteger de las salpicaduras del metal en fusión las superficies de precisión deben ser distanciadas del plano de empalme a la distancia $h > 4 \div 6$ mm (vista *i*). Para disminuir las afluencias y la formación de salpicaduras, así como con el fin de disminuir el gasto de energía eléctrica es conveniente ejecutar la soldadura por los salientes aislados *m*.

Al unir por soldadura eléctrica por contacto de rodillo y por puntos piezas delgadas (con un espesor menor de 2 mm) el diámetro del punto y la anchura de la costura deben ser 2—3 veces mayores que el es-

pesor s del elemento a soldar más delgado. Al soldar materiales de mayor espesor, el diámetro del punto y la anchura de la costura se eligen de la correlación $d = s + 3$ mm (fig. 194, *a*).

El paso t de los puntos, para evitar el shuntado de la corriente, no debe ser menor de $(3 \div 3{,}5)\ d$. El paso máximo depende de la rigidez y resistencia mecánica requerida de la unión. Para evitar la separación de las chapas en los sectores entre los puntos se aconseja mantener la correlación $t < 5d$.

Las distancias admisibles c de la costura a los bordes de las piezas a soldar y a las paredes contiguas se exponen en la figura

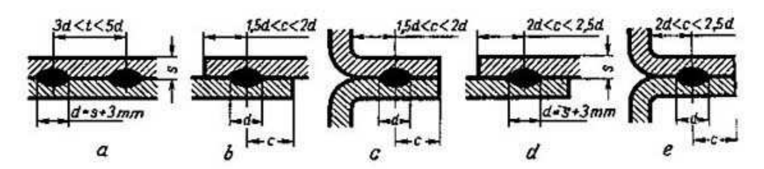


Fig. 194. Dimensiones de las costuras por puntos y por contacto de rodillo

194, *b*, *c* (soldadura por puntos) y *d*, *e* (soldadura por contacto de rodillo).

La resistencia mecánica de las costuras por puntos y por contacto de rodillo puede elevarse considerablemente apretando los puntos y rodillando las costuras bajo una presión que exceda algo el límite de fluencia del material.

5.7 Soldadura de tubos

Los tubos de un mismo diámetro se suelen soldar con costura de cordón a tope sin escarpado de los cantos (fig. 195, *1*) y si el espesor de las paredes es grande, con los cantos escarpados (vista *2*).

La unión por soldadura eléctrica de contacto a tope (vista *3*) se distingue por su alta resistencia mecánica, sin embargo, su ejecución en condiciones de montaje es difícil.

La unión a tope oblicuo (vista *4*) no reúne requerimientos de ingeniería y no aumenta la resistencia mecánica de la misma.

Para elevar la resistencia a la flexión del tubo, en el sector de empalme se abocardan los extremos en forma de cono (vista *5*) o en tubuladura (vista *6*).

Con este mismo fin se emplea la unión con cinglado (vista *7*) o con abocardado (vista *8*) de uno de los tubos. Este último procedimiento es preferible, ya que abocardar los tubos es más fácil que cinglarlos.

En la vista *9* se muestra una unión reforzada por un manguito exterior.

Los manguitos interiores (vista *10*) disminuyen la sección verdadera de los tubos, debido a lo cual este procedimiento de unión no es deseable para las tuberías; se emplea preferentemente para las construcciones de fuerza.

En estas construcciones se emplea la unión resistente y rígida con diafragmas (vista *11*).

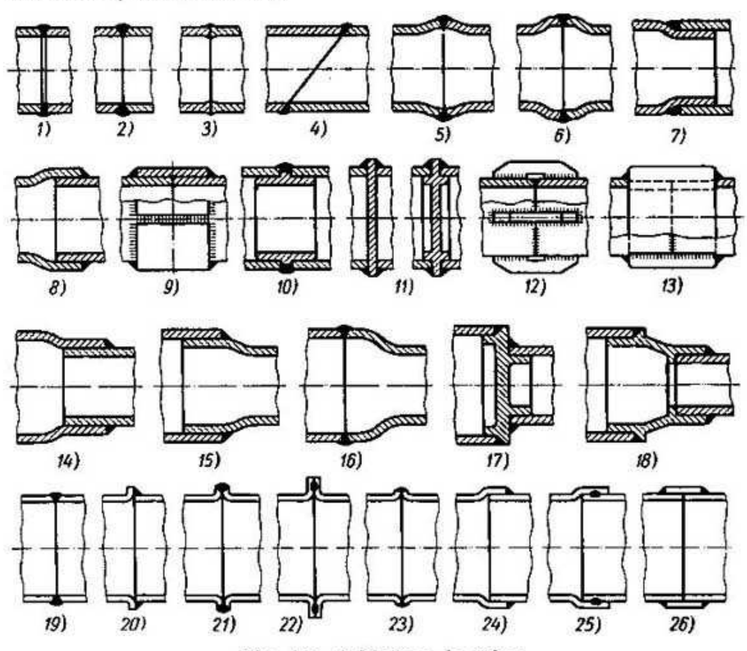


Fig. 195. Soldadura de tubos

El refuerzo del empalme con nervios (vista *12*) empeora el aspecto exterior de la construcción y la resistencia mecánica resulta inferior que las otras uniones.

La unión con nervios encasados (vista *13*) es más resistente, pero muy laborioso de fabricar.

En las vistas *14—16* se muestran procedimientos de unión de tubos de distinto diámetro, siendo pequeña la diferencia de diámetros.

Si la diferencia de diámetros es considerable se introducen piezas añadidas intermedias (vista *17*). Las piezas añadidas cónicas (vista *18*) poseen alta rigidez y permiten la unión de tubos con gran diferencia de diámetros.

Los tubos de paredes delgadas se sueldan a tope con costura de cordón (vista *19*) preferentemente por soldadura a llama de gas; con uno (vista *20*) o los dos bordes ribeteados (vista *21*), asimismo por soldadura por contacto de rodillo (vista *22*). Si el diámetro y la longitud de los tubos permiten la introducción de electrodos en su interior, se aplica la soldadura por contacto de rodillo por los bordes ribeteados (vista *23*).

Las uniones se refuerzan mediante el abocardado (vistas *24*, *25*) o con manguitos (vista *26*).

Las uniones de las vistas *24—26* están centradas; las demás requieren centrado durante la soldadura.

5.8 Soldadura de bridas

En la figura 196 se representan los procedimientos de soldadura de bridas a los tubos.

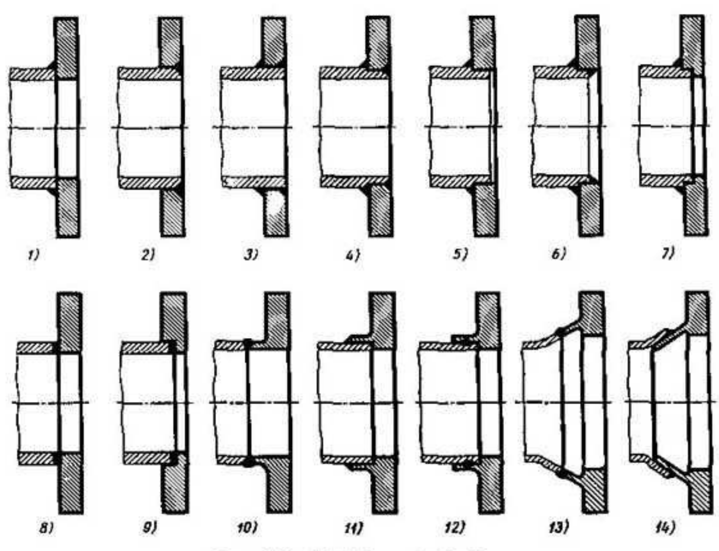


Fig. 196. Soldadura de bridas

La insuficiencia de la construcción *1* consiste en que la brida no se ha fijado en sentido radial.

En las construcciones *2*, *3* la brida no se ha fijado en sentido axial. La brida colocada en la superficie bruta del tubo (por consiguiente,

con gran holgura) puede torcerse en el proceso de soldadura. Además, en estas construcciones la costura soldada sale a la superficie extrema de la brida y en el tratamiento mecánico la brida se corta parcialmente.

En la construcción *4* la brida está fijada en los sentidos radial y axial por el escalón trabajado y está asegurada del alabeo por el tope en el extremo del escalón.

En las vistas *5—7* se muestran uniones sin salida de la costura soldada al extremo de la brida.

La unión más sólida y productiva es la que se realiza por soldadura eléctrica por contacto (vistas *8*, *9*).

En las vistas *10—14* se muestran procedimientos de soldadura de bridas con tubos de paredes delgadas. La construcción *11* se distingue ventajosamente de la construcción *10* en que su brida se ha fijado en las direcciones axial y radial.

La unión soldada por contacto de rodillo (vista *12*) se emplea, cuando el diámetro del tubo permite introducir el electrodo de tipo rodillo en el interior del tubo.

En las vistas *13*, *14* se muestran los procedimientos de soldadura por el extremo ensanchado del tubo, aplicables para el acople de bridas de gran diámetro.

5.9 Soldadura de casquillos

En la figura 197, 1—6 se muestran los procedimientos de unión de casquillos roscados a chapas planas.

En la construcción *1* el casquillo no está centrado respecto a la chapa. La superficie roscada interior del casquillo, se deforma durante

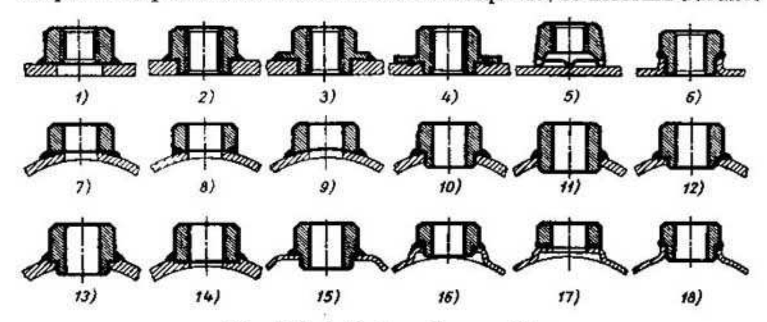


Fig. 197. Soldadura de casquillos

la soldadura. La primera insuficiencia se ha corregido en la construcción *2*. En la construcción más correcta *3* la costura soldada se ha distanciado del cuerpo del casquillo.

La soldadura por puntos o por contacto de rodillo (vista *4*) se emplea en el caso de grandes diámetros de los casquillos.

La soldadura a tope por contacto (vista *5*) se distingue por su alta productividad y no estropea la rosca.

Las chapas delgadas es conveniente ribetearlas por el contorno del casquillo (vista *6*).

En las vistas *7—18* se muestran los procedimientos de soldadura de casquillos a las paredes de virolas cilíndricas.

La soldadura de un casquillo de superficie plana a una superficie cilíndrica (vista *7*) no es racional, ya que el casquillo se tuerce

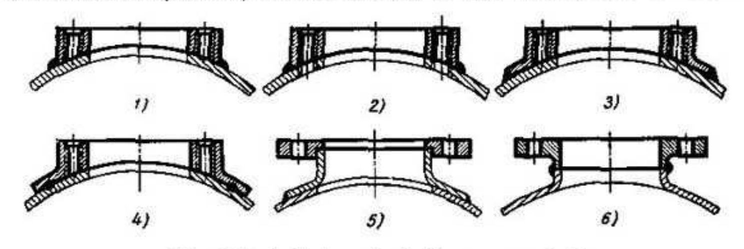


Fig. 198. Soldadura de bridas a una virola

en el proceso de soldadura y se obtiene una costura indeterminada de espesor variable.

La construcción *8* es algo mejor, donde el extremo del casquillo se ha achaflanado, lo que garantiza una forma más determinada de la costura.

La construcción *9* con superficie trabajada del casquillo según un cilindro con radio igual al de la virola, no reúne requisitos de ingeniería y no es aplicable, si se necesita el centrado del casquillo en la virola.

En las vistas *10—14* se muestran los procedimientos de soldadura con centrado del casquillo.

En la construcción *10* la costura resulta de espesor variable.

En la construcción *11*, donde el casquillo se ha hecho pasar por el agujero de la virola, es necesario sostener el casquillo durante la soldadura o sujetarlo previamente. Puede torcerse el casquillo durante su colocación.

Si la pared de la virola es suficiente gruesa, puede asegurarse la unión correcta haciendo un rebajo plano (vista *12*) o refrentando la pared (vistas *13*, *14*).

En el caso de virolas de paredes delgadas puede obtenerse la costura correcta mediante la deformación local de la pared (vistas *15—17*).

La construcción más correcta es la *18* con rebordeado de las paredes de la virola y la ulterior elaboración o el rectificado del extremo del rebordeado.

En la figura 198 se muestran los procedimientos de soldadura de bridas redondas a virolas cilíndricas.

En la construcción *1* la superficie a acoplar de la brida se ha trabajado en forma de cilindro. Para evitar la deformación de los agujeros roscados, éstos se mecanizan después de la soldadura (vista *2*).

En la construcción *3* la costura soldada se ha distanciado del cuerpo de la brida por un ribete ejecutado de una sola pieza con la brida. Este tipo de bridas se fabrican por estampado.

La soldadura eléctrica de una brida por puntos (vista *4*) es dificultosa, debido a la disposición espacial de la costura. Aún es más complicada la unión valiéndose de la soldadura eléctrica por contacto de rodillo.

En las vistas *5*, *6* se representan procedimientos de soldadura de bridas a virolas de paredes delgadas.

5.10 Soldadura de vástagos

Los vástagos se sueldan a las piezas macizas y a las chapas delgadas, habitualmente, con ayuda de la soldadura eléctrica de contacto. Este procedimiento se emplea frecuentemente para sujetar espárragos a las piezas de acero y a piezas de hierro colado de alta resistencia. Para grandes escalas de producción la soldadura es considerablemente más ventajosa que el procedimiento habitual de sujetar los espárragos a rosca.

Para disminuir el gasto de energía eléctrica la soldadura se realiza por un perímetro limitado o por puntos. Los extremos de los vástagos se hacen en forma de esfera (fig. 199, *a*), se dotan de llantas anulares (vista *b*) o de salientes (vistas *c*, *d*).

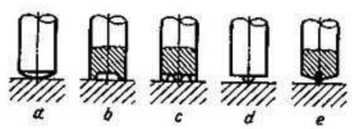


Fig. 199. Soldadura de vástagos

Los vástagos de gran diámetro (mayor de 8 mm) se sueldan empleando fundentes. En la producción en gran escala, en el vástago se encastran de antemano piezas añadidas de fundente duro (vista *e*).

La soldadura por fusión se emplea para soldar vástagos de hasta 25 mm de diámetro. La soldadura se realiza empleando fundente. En el vástago se encaja un casquillo de cerámica (fig. 200, *a*—*c*) que mantiene el fundente en fusión y el metal y que restringe el contorno de la costura.

El vástago se lleva bajo tensión al lugar de soldadura (vista *a*), encendiendo el arco, después de lo cual se separa a la distancia de 0,5—1 mm (vista *b*) y se mantiene en esta posición en el curso de un tiempo suficiente para la fusión del metal del vástago y de la

pieza. A continuación, el vástago se recalca, sumergiéndolo en un baño de metal en fusión (vista *c*), como resultado de lo cual el vástago se suelda por toda la sección (vista *d*). El proceso dura 0,1—1 s.

La afluencia anular *m* formada en la periferia del vástago se recubre al unir las piezas, aplicando agujeros de diámetro aumentado, chaflanando los bordes del agujero o colocando en el empalme guarniciones de gran espesor.

Fig. 200. Soldadura de vástagos por fusión

Al soldar vástagos a chapas sin sujeción el espesor mínimo admisible de la chapa $s_{mín} \approx \approx 0,5\,d$ (donde d es el diámetro del vástago), al soldar con sujeción $s_{mín} \approx 0,3\ d$.

Para evitar el shuntado de la corriente, la distancia entre los vástagos contiguos debe ser no menor de $(3 \div 3,5)\ d$.

El procedimiento *de soldadura por descarga de condensador con descarga impulsiva*, no necesita el empleo de fundente y permite la unión de piezas de materiales heterogéneos.

El vástago se comprime a la chapa con un muelle (vista *e*), y se suministra el impulso eléctrico que funde el metal en el empalme (vista *f*). Bajo el esfuerzo del muelle el vástago se sumerge en el metal en fusión (vista *g*), formando una unión sin afluencias (vista *h*).

Una diversidad de este proceso es la soldadura por la espiga en fusión (vistas *i*—*l*).

Con la soldadura por descarga de condensador pueden soldarse vástagos de hasta 10 mm de diámetro. El espesor de la chapa y la distancia entre los vástagos, prácticamente no están limitados.

La duración del proceso se calcula en milisegundos. Las soldadoras automáticas tienen un rendimiento de hasta 100 soldaduras por minuto.

5.11 Bastidores soldados

En la figura 201, *1*—*18* se muestran procedimientos para soldar bastidores de hierros angulares.

Las uniones más usadas son las que tienen la disposición de los angulares con las alas verticales por el exterior, que garantizan la forma exterior lisa del bastidor (vistas *1*—*6*).

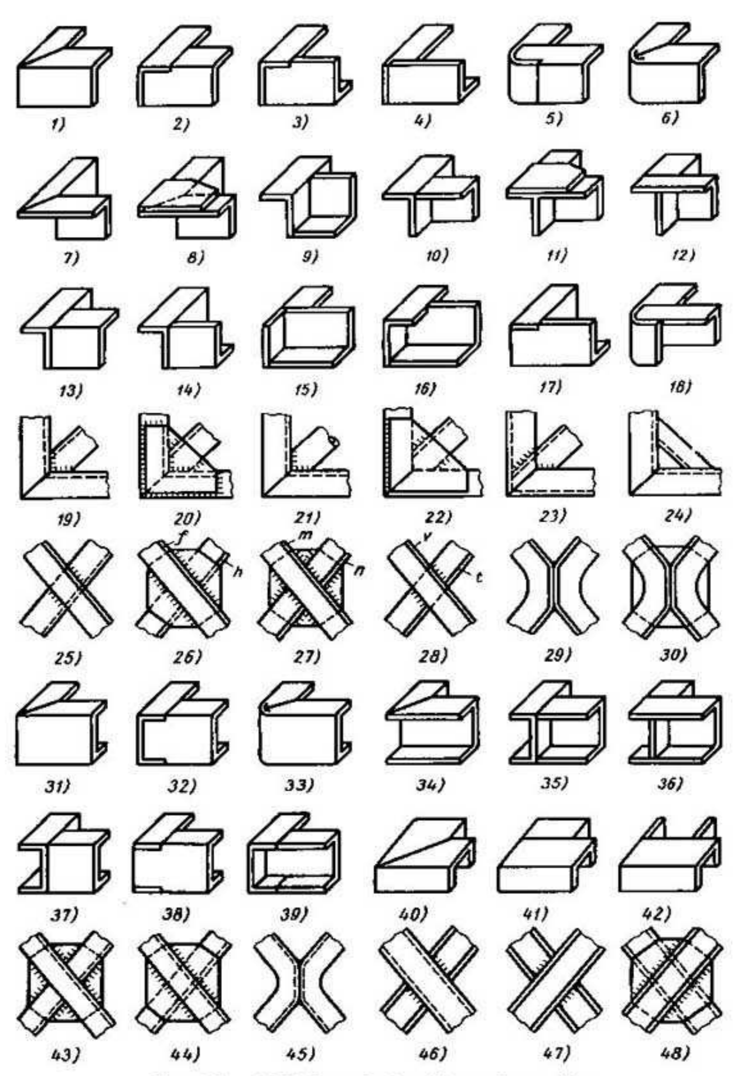


Fig. 201. Soldadura de bastidores de perfiles

Se aplica con frecuencia la unión a tope con bordes biselados bajo un ángulo de 45° (vista *1*). Es considerablemente más compleja la unión con ensamble en ángulo a caja y espiga, es decir, por los cortes en las alas de los hierros angulares (vistas *2—4*).

En la vista *5* se muestra el procedimiento de ensamble de los bordes con redondeo del ángulo exterior de la unión. Se obtiene una unión resistente también al doblar los hierros angulares por toda la pared con corte de las alas y su unión bajo un ángulo de 45° (vista *6*).

La disposición de los hierros angulares con las alas verticales por el interior (vistas *7—12*), empeora el aspecto exterior del bastidor, pero simplifica la sujeción de los arriostramientos diagonales.

Se emplea con frecuencia la unión a tope con biselado de las alas bajo un ángulo de 45° (vista *7*), habitualmente en combinación con planchas de ángulo de refuerzo (vista *8*).

En las vistas *9*, *10* se muestran uniones a tope con bordes rectos. La unión de la vista *10* puede reforzarse con plancha de ángulo (vista *11*); en la unión de la vista *9* no puede emplearse la plancha de ángulo.

En la vista *12* se muestra una unión con ensamble de los bordes a caja y espiga.

Los procedimientos de ensamble de los bastidores con disposición mixta de los hierros angulares (un hierro angular con el ala por el interior, el otro por el exterior) se muestran en las vistas *13—18*.

Los arriostramientos diagonales en los bastidores con disposición de los hierros angulares con las alas verticales por el interior se sueldan a las paredes de los hierros angulares a tope con los bordes biselados bajo un ángulo de 90° (vista *19*). La unión puede reforzarse con una plancha de ángulo (vista *20*). De modo análogo se sujetan los arriostramientos tubulares (vista *21*).

En el caso de disposición de los hierros angulares con las alas verticales por el exterior los arriostramientos diagonales se sujetan valiéndose de planchas de ángulo (vista *22*). La unión a tope con corte de forma de los bordes (vista *23*) no reúne requerimientos de ingeniería y es menos resistente que la unión con planchas de ángulo.

En vez de los arriostramientos diagonales con frecuencia se emplean riostras de ángulo (vista *24*). Semejantemente a los arriostramientos diagonales éstas son fáciles de soldar cuando los hierros angulares del bastidor están dispuestos con las alas verticales por el interior.

La unión en cruz de los arriostramientos diagonales en el centro del bastidor (vistas *25—30*) presenta ciertas dificultades, particularmente si las riostras se han ejecutado de perfiles asimétricos (por ejemplo, de hierros angulares).

La unión de hierros angulares enterizos soldados por las alas (vista *25*) resulta ser una unión sencilla y suficientemente resistente, pero se distingue por la insuficiencia de que la altura de las alas de los hierros angulares diagonales debe ser el doble menor que la de los angulares principales del marco.

En la construcción *26* el hierro angular *f* es enterizo, el *h* está cortado. Los hierros angulares están dirigidos con las alas por el lado contrario y están soldados a una plancha de ángulo situada entre las alas. La altura de los hierros angulares, en esta construcción, puede ser igual a la altura de los hierros angulares fundamentales, menos el espesor de la plancha de ángulo.

En la construcción *27* el hierro angular enterizo *m* y el partido *n* tienen las alas dirigidas hacia un mismo lado y están soldados el uno con el otro con plancha de ángulo. Los hierros angulares diagonales pueden ser iguales que los principales del marco; la plancha de ángulo sobresale del plano del bastidor.

En la construcción *28* el ala del hierro angular *t* se ha cortado según el ala del hierro angular *v*. Esta unión es inferior por su resistencia mecánica que las dos anteriores. La altura de los hierros angulares puede ser la misma que la de los hierros angulares fundamentales del bastidor, menos el espesor del ala.

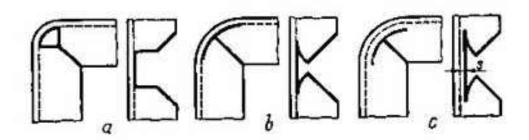


Fig. 202.- Procedimientos para doblar hierros angulares

En la construcción *29* los hierros angulares doblados están soldados el uno con el otro por las alas. Aquí, los angulares diagonales pueden ser iguales que los fundamentales del bastidor. Esta unión puede reforzarse con una plancha de ángulo (vista *30*).

En las vistas *31—33* se muestran procedimientos de ensambladura de bastidores hechos de hierros en U con alas dirigidas hacia el interior, en las vistas *34—36* se muestran las mismas ensambladuras, pero con las alas dirigidas hacia el exterior, en las vistas *37—39* con una disposición mixta, en las vistas *40—42*, con las alas perpendiculares al plano del bastidor.

Los procedimientos de unión en cruz de riostras diagonales hechas de hierros en U dispuestos en posición vertical se representan en las vistas *43—45*, y en posición horizontal, en las vistas *46—48*.

En la figura 202 se muestran procedimientos para doblar hierros angulares con cortadura de las alas.

En la construcción *a* con corte rectangular durante el doblado se forma un agujero triangular que debe soldarse o cubrir con una plancha de ángulo.

El corte de forma según la vista *b* garantiza el cierre de los bordes.

En la construcción *c* el corte se ha alejado de la pared a la distancia *s* un poco mayor que el radio del redondeo entre las paredes inte-

riores del hierro angular, lo que simplifica el corte y aumenta la resistencia mecánica de la unión.

Al ensamblar bastidores tubulares se aplica con frecuencia la unión a tope con biselado de los extremos bajo un ángulo de 45° (fig. 203, *1*).

La rigidez de los ángulos se aumenta con el aplastamiento de los extremos de los tubos (vista *2*), con la soldadura de planchas de ángulo a tope (vista *3*) o en ranura (vista *4*), de planchas de ángulo dobles (vista *5*), dobladas en forma de U (vista *6*), de forma (vista *7*) compues-

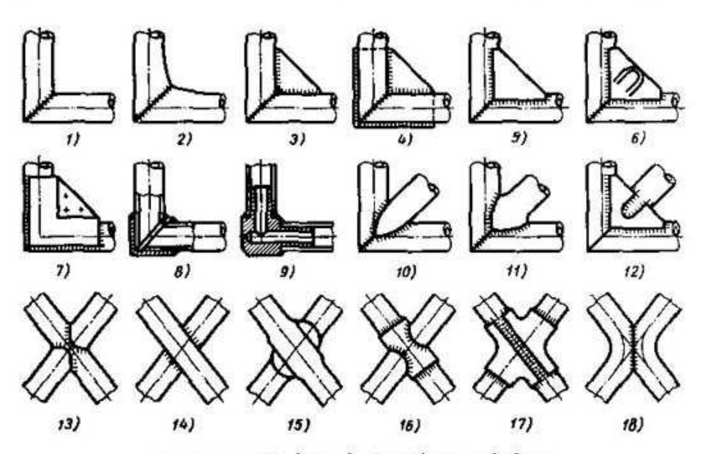


Fig. 203. Soldadura de bastidores tubulares

tas de dos mitades, que abrazan los tubos, soldadas por el contorno de los tubos, y entre sí por soldadura por puntos.

En la vista *8* se muestra una unión resistente, pero cara, valiéndose de hierro angular estampado con agujeros, en los cuales se introducen los extremos de los tubos cortados bajo un ángulo de 45°. En la construcción *9* el hierro angular se ha ejecutado con muñones, a los cuales se sueldan los tubos.

Las riostras diagonales tubulares se sueldan a los ángulos de los bastidores a tope (vista *10*), con aplastamiento del tubo diagonal (vista *11*), con refuerzo con una plancha de ángulo en forma de U con entalla para soldar el tubo diagonal (vista *12*).

Las uniones en cruz de riostras tubulares diagonales se ejecutan a tope (vista *13*) o en cazoleta (vista *14*) con entalla en uno o ambos tubos. Otros procedimientos residen en recalcar los tubos en el plano, en el sector de acoplamiento (vista *15*); en la unión por manguito cilíndrico (vista *16*); en la unión con cubrejuntas de chapa en forma

(vista *17*). En la vista *18* se representa la unión de tubos encorvados con aplastamiento de éstos en el lugar de empalme en el plano. Una variante de esta unión es el corte de los tubos en el plano en el sector de empalme.

5.12 Conjuntos soldados de armaduras

En los conjuntos de unión de hierros angulares se aconseja rehuir la soldadura de estos hierros a tope (fig. 204, *1*). La unión de solapa (vista *2*) con soldadura del contorno del hierro angular resulta más resistente y rígida. Pero es mejor cruzar las alas de los hierros angulares, perpendiculares al plano de unión. Las construcciones *4*, *6* son considerablemente más rígidas que las uniones de las vistas *3*, *5*.

Para evitar la aparición de momentos sobrantes flectores y torsionales en el conjunto, es conveniente unir los elementos de la armadura de modo que las líneas de los centros de flexión de las secciones se intersequen en un punto (las construcciones *7*, *9* no son correctas, las *8* y *10* son correctas).

Es de desear que se coincidan las líneas de los centros de flexión también en el plano transversal. La unión por las alas dirigidas a un mismo lado (vistas *11*, *12*) es más racional que la unión por las alas dirigidas hacia distintos lados (vistas *13*, *14*). En este último caso, como resultado del desplazamiento de líneas de los centros de flexión en el conjunto, bajo carga surge un momento torsional.

La unión por las alas dirigidas hacia un mismo lado es más compacta. En las construcciones *11*, *12* la anchura del conjunto (en el plano perpendicular al plano del dibujo) es aproximadamente dos veces menor que en las construcciones *13*, *14*. Sin embargo, en las construcciones *13*, *14* los conjuntos y la armadura en total se obtienen espacialmente más rígidos; la aplicación de las costuras es más sencilla, debido a lo cual estas construcciones se emplean vastamente en la práctica.

La rigidez de la unión se refuerza con planchas de ángulo. La unión con planchas de ángulo superpuestas (vista *16*) es considerablemente más resistente y rígida que la unión con planchas de ángulo a tope (vista *15*).

En las vistas *17—18* se representan ejemplos de uniones de rayos múltiples con planchas de ángulo superpuestas. Las ventajas comparativas y las insuficiencias de estas uniones con las alas dirigidas hacia un mismo lado (vista *17*) y hacia distintos lados (vista *18*) son las mismas que para las uniones sin planchas de ángulo (vistas *11—14*).

En las vistas *19—22* se exponen ejemplos de unión de hierros angulares en conjuntos espaciales.

En las armaduras tubulares, la unión más sencilla y fiable es la de soldadura a tope (vistas *23*, *24*). Su insuficiencia reside en la limi-

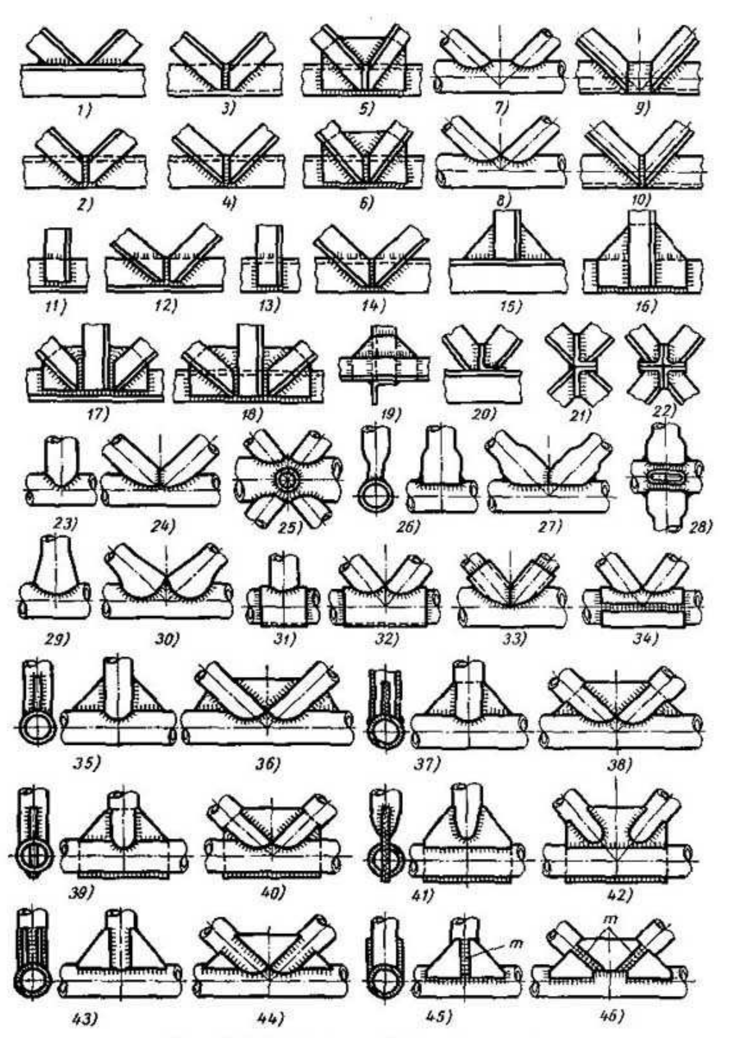


Fig. 204. Conjuntos soldados de armaduras

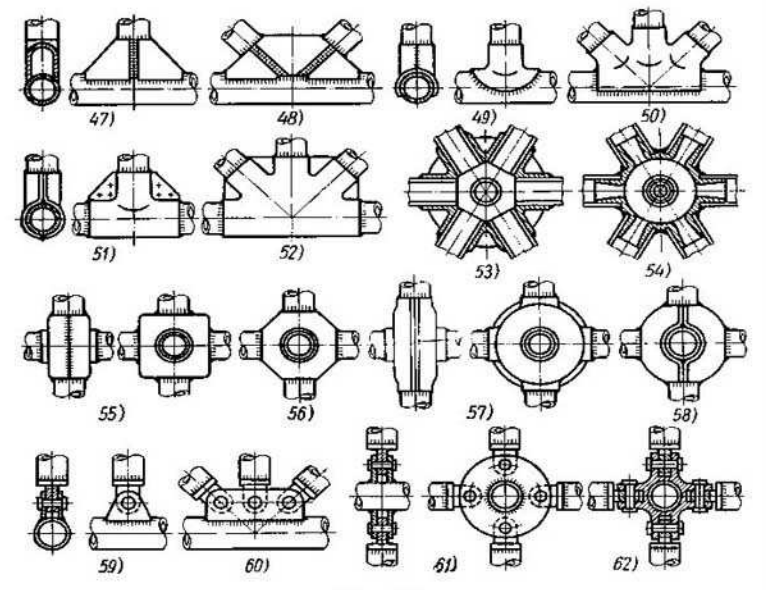


Fig. 204.

tación del número de tubos que pueden ser unidos en un conjunto. La creación de conjuntos espaciales es posible sólo con la condición de que el diámetro del tubo central sea mucho mayor que el diámetro de los tubos a acoplar (vista *25*).

El aplastamiento de los tubos a acoplar (vistas *26*, *27*) permite aumentar el número de tubos a unir en el conjunto (vista *28*) y eleva la rigidez de la unión (sólo en el plano de aplastamiento).

Al unir tubos de distinto diámetro, el tubo de menor diámetro se abocarda en cono (vistas *29*, *30*), para aumentar la rigidez del conjunto.

Se aplica también la soldadura en manguitos de tubos enterizos (vistas *31—33*) o soldados (vista *34*).

Con frecuencia la unión de tubos se refuerza con planchas de ángulo. Estas se sueldan a tope (vistas *35*, *36*); a tope y en ranura por uno de los tubos (vistas *37*, *38*); en ranura por todos los tubos a acoplar (vistas *39*, *40*).

El acoplamiento por planchas de ángulo en ranura con escarpado de los extremos de los tubos en caliente en forma de «cuchara» (vistas *41*, *42*), permite unir en un conjunto varios tubos y se emplea en los conjuntos de rayos múltiples. Las insuficiencias de esta unión resi-

den en la pequeña rigidez en el plano de disposición de las planchas de ángulo y en el volumen de trabajo de las operaciones para escarpar los tubos.

Para aumentar la rigidez se emplean planchas de ángulo dobles (vistas *43*, *44*). La distancia entre estas planchas (en sentido perpendicular a sus planos) es conveniente elegirla de modo que los bordes de las planchas contiguas, se puedan soldar con una costura *m* (vistas *46*, *47*).

Las planchas de ángulo de forma en U son las más resistentes y rígidas (vistas *46*, *48*).

En los conjuntos intensamente cargados se emplea la unión con cubrejuntas estampadas que abarcan los tubos a acoplar (vistas *49*, *50*). La rigidez de esta unión puede elevarse, añadiendo a las cubrejuntas planchas de ángulo soldadas por puntos (vistas *51*, *52*).

En las uniones de rayos múltiples se aplica la soldadura de los tubos a los estampados en forma de estrella con alojamientos (vista *53*) o muñones (vista *54*) para los tubos. Los conjuntos de rayos múltiples se unen también en cajas soldadas prismáticas (vistas *55*, *56*), cilíndricas (vista *57*) o esféricas (vista *58*). Este último procedimiento permite la unión de tubos prácticamente bajo cualquier ángulo espacial.

En las vistas *59—62* se representan ejemplos de la unión articulada de tubos soldados en los conjuntos de armadura.

6 Uniones remachadas

En el pasado el remachado era el procedimiento principal de unión de construcciones de material en hojas (reservorios, depósitos, calderas, etc.), así como de estructuras de bastidor y armaduras de productos laminados comerciales y perfiles laminados. Actualmente en estas estructuras el remachado se ha sustituido totalmente por la soldadura, que se distingue por su gran productividad y que garantiza mayor resistencia mecánica de la unión.

Las uniones remachadas tienen aplicación:

en las uniones, donde debe excluirse el efecto térmico de la soldadura, que empeora la estructura del metal alrededor de la costura soldada, recalienta las piezas situadas cerca de la unión soldada y deforma los productos;

en las uniones de piezas de metales que se someten mal a la soldadura, así como en las uniones de piezas de metales heterogéneos (por ejemplo, acero con aleaciones de metales no ferrosos, etc.);

en las uniones de productos metálicos con materiales no metálicos (madera, cuero, materiales textiles, plásticos, que no se someten a la sujeción por prensado, encolado, etc.).

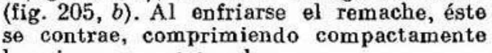
El remachado sigue siendo hasta el día de hoy el tipo principal que se usa para unir construcciones de envoltura de chapas finas y de armaduras aligeradas de aleaciones ligeras (particularmente en la construcción de aviones). Esto se explica por las dificultades tecnológicas de la soldadura de las aleaciones ligeras, por la baja resistencia a la vibración de las costuras soldadas, así como por la deformación inevitable, particularmente perceptible en la soldadura de productos de gran extensión. Tiene gran importancia la complejidad de las formas y la limitación de las dimensiones inherentes de las estructuras de los aviones, que dificultan el trabajo con las soldadoras, así como el control de las uniones soldadas.

6.1 Remachado en caliente

El remachado en caliente se aplica en las uniones de fuerza y resistentes-estancas para un diámetro de los roblones mayor de

8 mm. Los roblones de menor diámetro se colocan en la mayoría de los casos en frío.

El remache con cabeza conformada previamente (*cabeza propia del roblón*) se calienta hasta el estado plástico (900—1000° C), se introduce en los agujeros conjuntamente perforados o taladrados en las piezas a unir, después de lo cual, sosteniendo la cabeza, se recalca el extremo opuesto del remache con una remachodora de acción de impacto o de presión (fig. 205, *a*), formando la *segunda cabeza* (fig. 205, *b*). Al enfriarse el remache, éste



se contrae, comprimiendo compactamente las piezas que se acoplan.

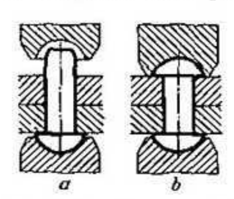


Fig. 205. Esquema del remachado en caliente

La resistencia mecánica de la unión se determina casi totalmente por las fuerzas de rozamiento que surgen en la superficie de empalme de las piezas como resultado de la contracción de los remaches.

En la fase inicial del enfriamiento, cuando el metal del remache se encuentra en estado plástico, el vástago de remache se alarga, como resultado de lo cual disminuye su diámetro. El remache en este tiempo no desarrolla ninguna presión sobre las piezas a unir. Con el descenso de la temperatura el material del remache se fortalece gradualmente y comienza a ejercer resistencia al encogimiento. La fuerza de apriete definitiva se determina por la magnitud del acortamiento del roblón en el período de enfriamiento desde la temperatura a la cual las deformaciones plásticas del material del remache se sustituyen por las deformaciones elásticas, hasta la temperatura del enfriamiento total. Este mismo acortamiento determina la magnitud de las tensiones de extensión en el vástago de remache.

En el proceso de enfriamiento el diámetro del vástago disminuye debido al estirado plástico en el primer período de enfriamiento, al estirado elástico y la disminución de las dimensiones transversales al enfriarse definitivamente. El volumen del roblón varía también como resultado de la transformación $\gamma - \alpha$ que tiene lugar en el enfriamiento.

Como resultado de la acción simultánea de estos factores, entre el vástago y las paredes del agujero (incluso si el remache se introduce en el agujero primordialmente con encaje exacto, por ejemplo, con ayuda del martillo) se forma una holgura que alcanza décimas de milímetro.

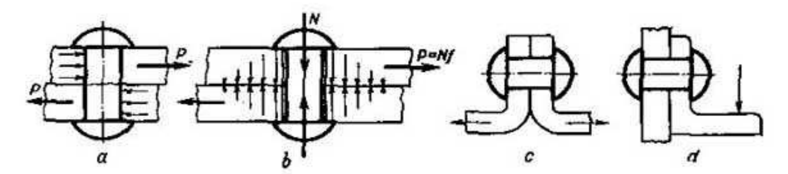


Fig. 206. Para el cálculo de los remaches

En esquema adoptado en la actualidad de cálculo de las uniones remachadas a la cizalladura de los vástagos de remaches, al aplastamiento de las paredes del agujero y las superficies del vástago por

la acción de la fuerza de extensión P (fig. 206, a) no concuerda con las condiciones reales de trabajo de las uniones remachadas.

Los remaches empiezan a trabajar a la cizalladura solo después de que tiene lugar el desplazamiento de las piezas unidas a la magnitud de la holgura entre el vástago de remache y las paredes del agujero, es decir, cuando comienza la rotura de la unión remachada.

Al hacer el cálculo de las uniones remachadas en caliente es más justo partir de la magnitud de la fuerza axial N desarrollada por el roblón en la contracción, y de la fuerza de rozamiento $P = Nf$ en el empalme (vista b). La fuerza axial es

$$N = \sigma F,$$

donde F es el área de la sección transversal del remache; σ es la tensión de extensión que surge en el roblón al final de la contracción:

$$\sigma = E\alpha (t_1 - t_0).$$

Aquí, E y α son respectivamente el módulo de elasticidad normal y el coeficiente de dilatación lineal del material del remache; t_0 es la temperatura final de enfriamiento; t_1 es la temperatura a la cual cesa el flujo plástico del material del remache y comienza el estirado elástico del vástago de remache.

La dificultad del cálculo por este esquema consiste en que las magnitudes que figuran en la ecuación son variables. Las magnitudes E y α dependen de la temperatura, en tanto que la temperatura t_1 es indetermidada debido a la extensión del período de paso de las deformaciones plásticas a las elásticas. El cálculo se complica debido al calentamiento desigual de los remaches antes del roblonado, así como al campo de temperatura irregular por el eje de los remaches. Por ejemplo, con frecuencia se calienta sólo el extremo libre del roblón, del cual se forma la cabeza a recalcar, dejando la cabeza propia del remache fría. En este caso, la fuerza de apriete disminuye considerablemente.

Un esquema de desplazamiento puro (vistas a, b) se encuentra raramente en la práctica. En la mayoría de los casos, las uniones remachadas sufren tensiones complementarias, por ejemplo, flexión o tracción (vistas c, d) que surgen como resultado de la deformación del conjunto, bajo la acción de las fuerzas externas.

El cálculo existente no tiene en cuenta el factor decisivo para la resistencia mecánica: la distensión del roblón como consecuencia de la contracción en el enfriamiento. Si incluso por base se toma el esquema de trabajo de los remaches a la cizalladura, el cálculo convendría realizarlo según el estado tensado complejo de cizalladura—tracción.

Prácticamente, al elegir los parámetros de las uniones remachadas, se rige sobre todo en la experiencia de las construcciones ejecutadas, teniendo en cuenta al mismo tiempo las condiciones específicas de trabajo de la unión proyectada (exigencias a la hermeticidad, temperaturas de trabajo, acción de los medios agresivos, etc.). Casi en cada esfera donde se aplican las uniones remachadas en caliente, existen sus normas comprobadas en la explotación.

6.2 Remachado en frío

En el remachado en frío la contracción del roblón tiene lugar sólo como resultado de la deformación plástica del material del remache durante el roblonado. La fuerza axial que aprieta las piezas, en el remachado en frío es menor que en caliente y depende del grado de deformación plástica de los remaches, que puede oscilar en límites considerables y tiene más o menos una magnitud constante sólo para el remachado a máquina, por ejemplo, hidráulico.

En contrariedad a las uniones remachadas en caliente, la resistencia mecánica de la unión se determina principalmente por la resistencia de los roblones *a la cizalladura*. Las fuerzas de rozamiento en el empalme contribuyen a descargar los remaches de la cizalladura y aplastamiento.

El problema fundamental al diseñar uniones remachadas en frío reside en garantizar un trabajo correcto de los roblones a la cizalladura, en primer lugar, mediante la colocación sin holgura

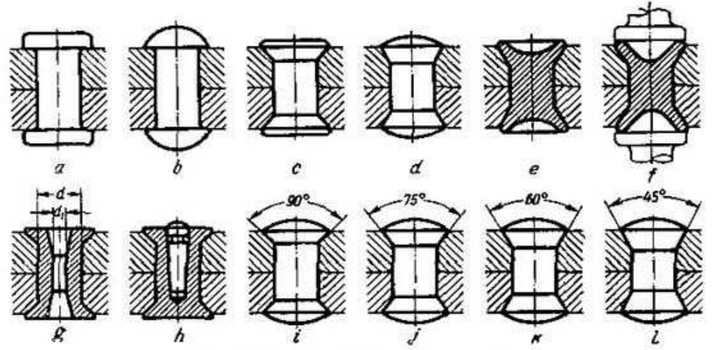


Fig. 207. Diversidades de remaches

del mismo en el agujero. En las uniones de importancia es obligatoria la elaboración conjunta de los agujeros para los remaches en las piezas a acoplar. Es mejor colocar los remaches en agujeros con ajustes con apretura (para lo cual, en la mayoría de los casos, es necesario tratar con exactitud no sólo los agujeros, sino también los vástagos de remache). Al colocar los remaches con holgura la deformación plástica debe ser suficiente para apretar las piezas a unir y asegurar el aplastamiento del vástago antes de eliminar la holgura y para el ajuste compacto del vástago a las paredes del agujero, particularmente en el plano de empalme de las piezas a acoplar. Por eso, es más ventajoso emplear remaches no con cabezas planas, esféricas u otras semejantes (fig. 207, *a*, *b*) que se apoyan sobre la superficie de las piezas a remachar, sino con cabezas perdidas (vistas *c*—*f*),

con las cuales el esfuerzo del remachado se transmite en sumo grado al vástago, aplastándolo en sentido transversal. Es particularmente conveniente, en este sentido, la construcción del remache con dintel en el plano de cizalladura compactado con punzones por ambos lados (vista *f*).

También son racionales los remaches huecos que se compactan por el interior, por ejemplo, el roblón con engrosamiento en el plano de cizalladura, que se aplasta con brochado a contracción del agujero con punzón después de colocar el remache (vista *g*). La disminución de la sección en los remaches huecos, que trabaja a la cizalladura, que en general es muy insignificante siendo $\frac{d_1}{d} < 0,5$ (d_1 es el diámetro del agujero interior del remache, d es el diámetro del remache), puede eliminarse aplicando un punzón de tapón que se deja en el roblón (vista *h*).

En el remachado en frío se aconseja aplicar cabezas perdidas con un ángulo de 75—60° e incluso de 45° (vistas *j*—*l*) con el fin de simplificar el ensanche del vástago de remache al realizar el recalcado.

En el remachado en caliente son más preferibles las cabezas con la superficie de apoyo plana o con un ángulo de embutido mayor de 75° (vistas *i*, *j*). En el caso de pequeños ángulos, en las piezas a remachar, en los sectores de embutido surgen altas tensiones de aplastamiento y de rotura, mientras que la fuerza de apriete disminuye.

En el remachado en frío, una influencia favorable en la resistencia mecánica de la unión ejerce el endurecimiento del remache por el esfuerzo del remachado que va acompañado del endurecimiento del material del roblón.

En la construcción de maquinaria casi siempre se emplea el remachado en frío, ya que el sentido principal de la aplicación de uniones remachadas aquí consiste en eliminar la acción térmica y la obtención de uniones sólidas de las piezas sin alterar la exactitud de sus dimensiones y su disposición recíproca.

Con remaches se sujetan, por ejemplo, los contrapesos en los brazos de los árboles cigüeñales, las coronas de los piñones a los discos, las chapas de revestimiento a las piezas macizas, las sobrejuntas de fricción a los discos de embrague y a las zapatas de freno. Con remaches se unen las construcciones de chapas ligeras, por ejemplo, las jaulas estampadas de los cojinetes de bolas.

Gracias a la ausencia del efecto térmico, a la sencillez y productividad, el remachado en frío en muchos casos suplanta al remachado en caliente, incluso en la unión de hojas y de piezas de grandes secciones.

En las uniones que trabajan a altas temperaturas, el remachado en frío es peor, ya que las altas temperaturas eliminan el endurecimiento por deformación en frío y disminuyen la fuerza de apriete que se obtiene en el remachado.

6.3 Material para los remaches

Para las uniones remachadas en caliente de designación general se emplean remaches de los aceros al carbono 30, 35 y 45. En las uniones remachadas especiales, según sean las condiciones de trabajo, los remaches se hacen de aceros inoxidables, de aleaciones resistentes al calor y refractarias.

Los remaches para las uniones en frío de piezas de acero se fabrican de aceros plásticos suaves 10, 20, y en las uniones de importancia, de aceros 15J, 20J que poseen junto con la plasticidad, elevada resistencia mecánica.

Para la unión de metales no ferrosos, así como para el acoplamiento de materiales blandos a piezas metálicas se aplican roblones de cobre, latón, bronces, aluminio y aleaciones a base de aluminio. Para los requerimientos elevados a la resistencia a la corrosión los remaches se hacen de aceros inoxidables, metal Monel, aleaciones a base de níquel y de titanio.

Para el remachado de uniones de fuerza de aleaciones a base de aluminio se emplean roblones hechos de duroaluminio D1, D6, D16.

Aprovechando la propiedad del envejecimiento del duroaluminio, los remaches se ponen en estado recién templado (el templado se realiza en agua a la temperatura de 500—520° C), cuando el material de los remaches en el curso de 0,5—2 h después del temple conserva su plasticidad. Después de mantenerlo en el curso de cuatro — seis días a $t = 20°$ C (*envejecimiento natural*) el material de los roblones envejece, adquiriendo elevada resistencia mecánica y dureza. *El envejecimiento artificial* (mantenimiento a 150—175° C), reduce la duración de este proceso hasta 1—4 h.

En la producción en gran escala, se conservan grandes lotes de remaches templados en cámaras refrigeradoras a temperatura bajo cero (cerca de —50° C) que retiene el envejecimiento, prácticamente un plazo ilimitado.

Las aleaciones deformables D3P, D18P, V65, V94 poseen plasticidad suficiente después del envejecimiento y se pueden remachar en estado envejecido.

No se aconseja emplear en las uniones remachadas metales con distinto potencial electroquímico, que forman vapores galvánicos y que provocan corrosión acelerada. Como regla general, los roblones se hacen del mismo material que las piezas a remachar.

En las uniones con metales heterogéneos (por ejemplo, remaches de aluminio en las piezas de aleaciones a base de magnesio y de cobre) es necesario recubrir los remaches con una protección (de cadmio o zinc).

6.4 Tipos de uniones remachadas

La unión remachada conviene cargarla sólo a la cizalladura, descargándola de la acción de los momentos flectores que provocan flexión unilateral de los vástagos de remache. Las tensiones de rotura que surgen durante la flexión, adicionándose a las tensiones de exten-

sión, que surgen en el remachado, sobrecargan el vástago y la cabeza del roblón.

En las uniones según la figura 208, *a*, *b*, bajo la acción de las fuerzas de extensión surge un momento flector, aproximadamente igual al producto de la fuerza de extensión por el espesor del material (vistas *h*, *i*). Este momento se amortigua en parte por la resistencia a la flexión elástica de las chapas y se transmite parcialmente al remache.

En la unión con dos cubrejuntas (vista *c*), debido a la aplicación central de las fuerzas, no surge momento flector. Además, esta unión es *de doble cizalladura*; gracias al doble número de superficies de rozamiento, la resistencia al desplazamiento aquí es dos veces mayor que en las construcciones *a*, *b*.

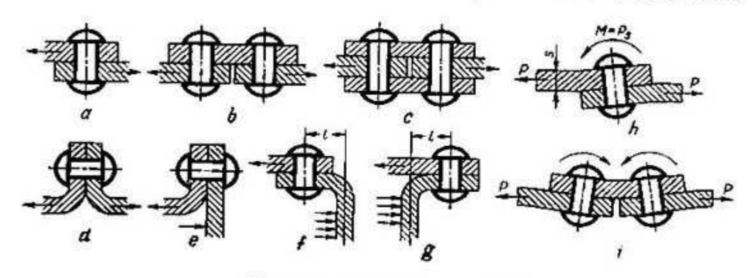


Fig. 208. Uniones remachadas

La construcción *d* con bordes ribeteados no es racional, ya que en el caso de tracción los remaches experimentan flexión.

En las uniones en ángulo (vista *e*) con un borde ribeteado, empleadas a veces para acoplar fondos a las virolas de recipientes que contienen gases o líquidos bajo presión, la deformación de las paredes de los recipientes provoca la flexión de los roblones.

Son más ventajosas las uniones *f*, *g*, donde los remaches trabajan preferentemente a la cizalladura y sólo en grado insignificante a la flexión. La flexión es tanto menor, cuanto menor es la deformación del fondo y de las paredes de la virola próximas a la costura, bajo la acción de la presión interior, es decir, cuanto más cerca estén situados los remaches al nudo de rigidez del sistema (cuanto menor sea la distancia *l* del remache hasta el plano del fondo).

Se emplean uniones de una fila (fig. 209, *a*, *d*), de dos filas (*b*, *e*) y de filas múltiples (*c*). En las costuras de dos filas y de filas múltiples los remaches, como regla general, se disponen en orden escaqueado con el fin de que la carga de las costuras sea más uniforme, así como para facilitar la colocación de los remaches.

En la figura 209 se exponen las dependencias empíricas de los valores del paso t y las distancias e, e_1 del diámetro del remache d, usadas en las construcciones de designación general.

Debido a la influencia debilitadora de los agujeros, la resistencia mecánica de las uniones remachadas es menor que la del material enterizo.

La resistencia mecánica relativa de las uniones, expresada en partes de la del material enterizo, se expone en la tabla.

Tipo de unión	Costura		
	de una fila	de dos filas	de tres filas
De solapa (fig. 209, *b*)	0,5-0,6	0,6-0,7	0,7-0,8
A tope (fig. 209, *e*)	0,6-0,7	0,75-0,85	0,85-0,9

El aumento del número de costuras por encima de tres aumenta insignificantemente la resistencia mecánica.

Por el criterio funcional se distinguen las costuras sólidas, empleadas en las construcciones de fuerza, y las costuras resistentes y estancas que garantizan, junto con la soportación de las fuerzas, la herme-

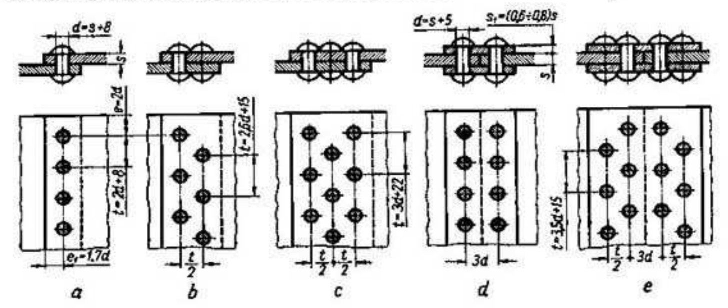


Fig. 209. Parámetros de las uniones remachadas

ticidad de la unión y que se emplean al fabricar construcciones del tipo de depósito. Para las costuras resistentes y estancas se aplican remaches con cabezas reforzadas, habitualmente con la parte debajo de la cabeza cónica, que aseguran la hermeticidad del ajuste del roblón en el agujero. Los remaches en las uniones resistentes y estancas que trabajan a altas temperaturas, se colocan en caliente, independientemente del espesor de las piezas a roblonar. Las costuras se suelen hacer de dos o tres filas.

La hermeticidad del empalme se asegura con medios complementarios, por ejemplo, untando las superficies del empalme antes del remachado con compuestos estancos (minio disuelto en aceite, grasas a base de resinas sintéticas solidificantes, etc.). Conviene, sin embargo, tener en cuenta que las grasas de empaquetadura, disminuyendo el coeficiente de rozamiento en las superficies del empalme, reducen la resistencia mecánica de la unión a la cizalladura. Por eso, es mejor aplicar la grasa no por toda la superficie del empalme, sino por una franja angosta, por ejemplo, en forma de serpiente, rodeando los agujeros para los remaches.

En las uniones que trabajan a altas temperaturas se aplican esmaltes de siloxanos con polvos metálicos (Al, Zn) que aguantan una temperatura de hasta 600° C.

Otro procedimiento de empaquetadura reside en colocar en el empalme alambres finos de metales blandos que se aplastan en el remachado.

Da buenos resultados el recubrimiento de las superficies preparadas de antemano del empalme con metales plásticos aplicados con espolvoreo en llama de gas o galvánico. Los recubrimientos que poseen mayor termorresistencia son los de cobre y níquel.

Los recubrimientos metálicos aumentan la resistencia mecánica de la unión, ya que a la elevada temperatura y la alta presión que existen en la superficie del empalme, tiene lugar la difusión recíproca de los metales del recubrimiento con la formación de una capa metálica de estructura intermedia.

A veces se afolan los bordes de la unión (fig. 210, *a*) haciendo el bisel de éstos bajo un ángulo de 15—20°.

Las costuras afoladas conservan la hermeticidad en la explotación con la condición de que sea suficiente la rigidez de la unión. Si la rigidez es insuficiente, la hermeticidad de la unión particularmente en las condiciones de carga cíclica, se perturba rápidamente como resultado de la deformación periódica del empalme.

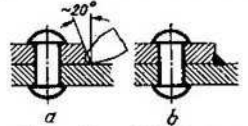


Fig. 210. Afolación (*a*) y soldadura (*b*) de bordes

El procedimiento, que a veces se practica, de hermetización mediante la soldadura de los bordes de la unión con una costura soldada ligera (fig. 210, *b*) no se puede considerar como conveniente. La rigidez de las costuras soldadas, incluso de pequeña sección, es considerablemente mayor que la rigidez de las costuras remachadas. A consecuencia de esto la costura soldada soporta los esfuerzos que actúan en la unión. La resistencia mecánica de la costura determina precisamente la resistencia de la unión. En estos casos es mejor pasar totalmente a la unión soldada con costura de sección normal.

6.5 Tipos de remaches

En la tabla 13 se insertan los tipos de remaches para las uniones resistentes (croquis *1—6*) y resistentes y estancas (*7—13*).

En el surtido de remaches para las uniones resistentes y estancas se han incluido los roblones con la parte por debajo de la cabeza cónica (*9*), lo que garantiza la hermeticidad del ajuste del remache.

Los remaches con cabezas elevadas achatadas cónicas (*8*, *9*) son para las uniones sometidas a la acción de los gases calientes (cámaras de combustión, conductos de humo, etc.), teniendo en cuenta que

Tabla 13

Tipos de remaches

Croquis de la construcción	GOST; diámetros de los remaches, en mm	Croquis de la construcción	GOST; diámetros de los remaches, en mm
1	1187—41; 1—37	11 (60°)	1192—41; 16—25
2 (40°)	1188—41; 6—34	12 (75°)	1192—41; 10—13
3 (75°)	1192—41; 10—13	13 (90°)	1192—41; 1195—41; 1—8
4 (90°)	1192—41; 6—8	14	Normas 8218/1170 2—9
(145°)	1190—41; 2—7	15	
6	1189—41; 2,3—6	16	
7	1191—41; 8—37	17 (145°)	
8 (40°)	1193—41; 6—34	18	
9	1194—41; 6—34	19	
10 (45°)	1192—41; 1195—41; 28—37		

este tipo de cabezas resisten más tiempo la erosión caliente y conservan la resistencia mecánica incluso habiéndose quemado considerablemente.

No obstante, a alta temperatura, particularmente bajo la acción del flujo de gases, son más ventajosas las cabezas perdidas con superficie débilmente esférica (*10*) o achatada (*11*). Lo más racional en estas condiciones es aplicar remaches de aleaciones refractarias.

En los croquis *14—19* se muestran remaches diminutos de metales no ferrosos y roblones para los trabajos con hojalata y de cobre.

La designación de los remaches en los dibujos y en la documentación técnica consta del número de las GOST, del diámetro *d* del vástago y de la longitud *l* del roblón (partiendo de las longitudes estandartizadas establecidas por las GOST).

Por ejemplo:

Remache GOST 1187—41 10·30.

Para los remaches no estandartizados es necesaria la confección de los dibujos completos del remache y de las uniones remachadas, indicando el material, el tipo de mecanizado, la exactitud de fabricación y los requerimientos técnicos indispensables.

6.6 Correlaciones constructivas

En la figura 211, *a* se exponen las correlaciones constructivas para las cabezas propias de los tipos de remaches más usados para las uniones resistentes y resistentes y estancas.

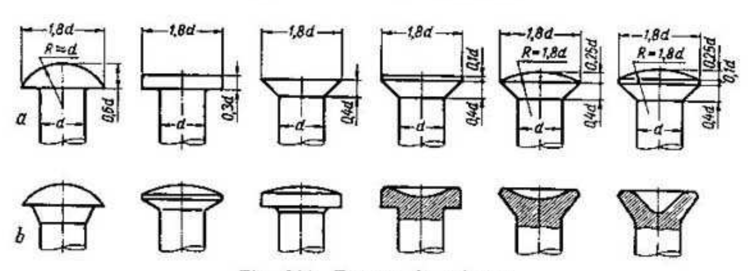


Fig. 211. Formas de cabezas

Habitualmente, las cabezas recalcadas se hacen como las propias del roblón. En la figura 211, *b* se exponen otras formas existentes de cabezas recalcadas.

Una regla única para elegir el diámetro del remache no existe. El diámetro del remache depende del espesor del material a acoplar, del paso de los remaches, del tipo de carga, de la magnitud de las cargas, de la correlación entre la resistencia mecánica y la dureza de los materiales del roblón y de las piezas a unir, por fin, de la tecnología de colocación de los roblones.

Si se parte del esquema de trabajo del remache a la cizalladura, y como base del cálculo se toma la condición de equivalencia de la resistencia de los roblones (a la cizalladura y aplastamiento) y de las chapas a remachar (al aplastamiento, cizalladura y rotura en los sectores debilitados), entonces para el caso especial de unión de solapa de una fila (fig. 212, *a*), siendo igual la resistencia mecánica del material de los remaches y de las chapas, se obtienen las siguientes correlaciones:

$$d = 2s, \quad t = 2{,}5d, \quad e = 1{,}5d.$$

Este cálculo da valores exagerados del diámetro del remache (particularmente para grandes magnitudes de s) y valores disminuidos del paso.

Prácticamente se hace uso de las correlaciones (fig. 212, *b*):

$$d = s + (4 \div 8), \tag{6}$$

$$3d < t < 6d, \tag{7}$$

$$1{,}5d < e < 2d. \tag{8}$$

En estas fórmulas todas las dimensiones vienen dadas en mm.

Los remaches de pequeño diámetro, menor que el determinado por la fórmula (6), se forjan mal y pueden encorvarse en el agujero (fig. 213, *a*). Al remachar roblones de gran diámetro puede provocarse la pretensión del material de las piezas a unir.

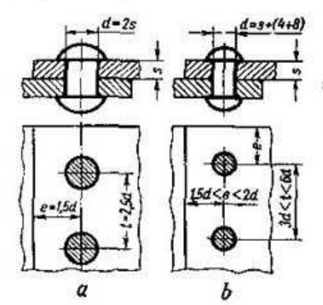


Fig. 212. Correlaciones constructivas en las uniones remachadas

Al remachar materiales de distinto espesor conviene partir de su espesor total S (fig. 213, *b*). Si $S = 5 \div 60$ mm el diámetro del remache se determina por la fórmula

$$d = (3 \div 3{,}5)\sqrt{S} \text{ [mm]}.$$

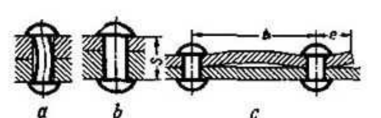


Fig. 213. Para la determinación del diámetro y paso de los remaches

En paso de los remaches no debe exceder $6d$, de lo contrario puede alterarse la hermeticidad del empalme en los sectores entre los remaches (vista *c*). Si $t < 3d$ se dificulta la colocación de los roblones.

La longitud del borde e no debe exceder $2d$, de lo contrario puede despegarse el borde (fig. 213, *c*). Si $e < 1{,}5d$, puede deteriorarse el borde durante el remachado. Los remaches relativamente pequeños y dispuestos los unos cerca de los otros debe preferirse a los robustos y raramente situados, es decir, regirse por los límites inferiores de las fórmulas (6), (7).

Las correlaciones aportadas son aproximadas. Es mejor confiar en la experiencia de las construcciones ejecutadas y regirse por las normas adoptadas en la rama dada de la industria y al diseñar nuevas construcciones realizar la comprobación experimental.

Para los remaches que se colocan en frío, el cálculo a la cizalladura es más fundamentado. No obstante, también aquí existen factores difíciles de tener en cuenta (por ejemplo, la magnitud del esfuerzo aplicado al roblón y el grado de deformación plástica que determina la adherencia del remache a las paredes del agujero). Las tensiones admisibles se toman iguales a la resistencia del material de los remaches a la cizalladura y el aplastamiento con un coeficiente de seguridad de 3—4. Además, se tiene en cuenta el tipo de mecanizado del agujero.

Las tensiones calculadas en kgf/mm² para los remaches de aceros 10, 20 se insertan en la tabla.

Tipo de carga	Agujeros punzonados	Agujeros taladrados
Cizalladura	10	15
Aplastamiento	20	30

Para una carga pulsante las tensiones admisibles se reducen un 10—20%, y para una carga de signo variable, un 30—50%.

6.7 Sobreespesores para recalcar las cabezas

Supongamos que sea F la mitad del área de la sección de la cabeza, sustrayendo la sección del vástago del roblón inscrita en la cabeza (en la fig. 214, *a* el área rayada). Según la regla de Gulden — Papush el volumen de esta parte de la cabeza es igual a

$$V = F\pi d_{c.gr.},$$

donde $d_{c.\,gr}$ es el diámetro de disposición del centro de gravedad del área.

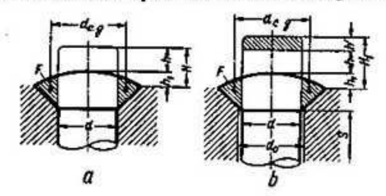


Fig. 214. Para la determinación del sobreespesor para el recalcado de las cabezas

La altura h del sobreespesor necesario para llenar este volumen se determina de la correlación

$$V = F\pi d_{c.gr.} = \frac{\pi d^2}{4} h,$$

donde d es el diámetro del vástago del remache.

De donde

$$h = \frac{4Fd_{c.gr.}}{d^2}.$$

La altura H del sobreespesor sobre el plano de la pieza a sujetar es igual a

$$H = h + h_1 = \frac{4Fd_{c.gr.}}{d^2} + h_1, \tag{9}$$

donde h_1 es la altura del resalte de la cabeza sobre el plano de la pieza, que depende de la forma de la cabeza.

La fórmula (9) es válida para los remaches que se colocan en el agujero sin holgura.

Para los remaches que se colocan en el agujero con holgura que se elimina durante el remachado, hay que tener en cuenta la infiltración del metal en el volumen anular del huelgo entre el agujero y el vástago de remache, igual a

$$V' = \frac{\pi}{4}(d_0^2 - d^2)\,S,$$

donde d_0 es el diámetro del agujero; S es la longitud del agujero (fig. 214, *b*).

La altura complementaria del sobreespesor h' se determina de la correlación

$$V' = \frac{\pi}{4}(d_0 - d^2)\,S = \frac{\pi d^2}{4}\,h',$$

e donde

$$h' = S\left[\left(\frac{d_0}{d}\right)^2 - 1\right].$$

La altura total del sobreespesor es

$$H' = H + h' = H + S\left[\left(\frac{d_0}{d}\right)^2 - 1\right]. \tag{10}$$

Se debe tener en cuenta la tolerancia para la fabricación de los agujeros y de los remaches (los remaches de recalcado en caliente de designación simple se ejecutan por la 5—7ª clase de precisión, los de recalcado en frío, por la 3—4ª clase) e introducir en el cálculo el diámetro máximo del agujero y el diámetro mínimo del roblón.

En el remachado en caliente es necesario tener en cuenta el aumento de diámetro del remache durante el calentamiento. El diámetro del remache en estado caliente es

$$d = d_0(1 + \alpha t),$$

donde d_0 es el diámetro del remache en estado frío; α es el coeficiente de dilatación lineal del material del remache (para el acero $\alpha \approx 11 \cdot 10^{8}$); t es la temperatura de calentamiento.

Si se toma para las condiciones medias $\frac{d_0}{d} = 1{,}05$, entonces

$$H' \approx H + 0{,}1S. \tag{11}$$

En la tabla 14 se exponen las magnitudes H calculadas por la fórmula (9), y H', por las fórmulas (10—11) para los tipos más utilizados de remaches.

La longitud de los remaches con sobreespesor calculado por las fórmulas (9—11), conviene redondearla hasta la próxima longitud mayor estandartizada.

Sobreespesores para recalcar las cabezas

Croquis de la construcción	Sobreespesor	
	para remaches que se colocan sin holgura	para remaches que se colocan con holgura
	$H = 1{,}2d$	$H' = 1{,}2d + S\left[\left(\frac{d_0}{d}\right)^2 - 1\right] \approx 1{,}2d + 0{,}1S$
	$H = d$	$H' = d + S\left[\left(\frac{d_0}{d}\right)^2 - 1\right] \approx d + 0{,}1S$
	$H = 0{,}6d$	$H' = 0{,}6d + (S - 0{,}8d)\left[\left(\frac{d_0}{d}\right)^2 - 1\right] \approx$ $\approx 0{,}5d + 0{,}1S$
	$H = 0{,}8d$	$H' = 0{,}8d + (S - 0{,}8d)\left[\left(\frac{d_0}{d}\right)^2 - 1\right] \approx$ $\approx 0{,}7d + 0{,}1S$
	$H = d$	$H' = d + (S - 0{,}8d)\left[\left(\frac{d_0}{d}\right)^2 - 1\right] \approx 0{,}9d + 0{,}1S$
	$H = 1{,}2d$	$H' = 1{,}2d + (S - 0{,}8d)\left[\left(\frac{d_0}{d}\right)^2 - 1\right] \approx$ $\approx 1{,}1d + 0{,}1S$

6.8 Reglas del diseño

Los agujeros para el remache en las piezas a remachar conviene mecanizarlos en conjunto. La no coincidencia de los agujeros (fig. 215, *a*) debilita bruscamente el roblón.

En las uniones de importancia es necesario someter los agujeros al escariado en conjunto y colocar el remache con apretura (vista *b*).

Conviene evitar la disposición de los remaches en sitios apretados (vista *c*). En torno de los remaches debe dejarse sitio suficiente para el acceso de la herramienta remachadora. La distancia *e* (vista *d*) del eje del remache hasta las paredes verticales próximas y otros elementos de la construcción, que molestan el acceso de la herramienta remachadora, debe ser no menor de (2—2,5) *d* al usar rema-

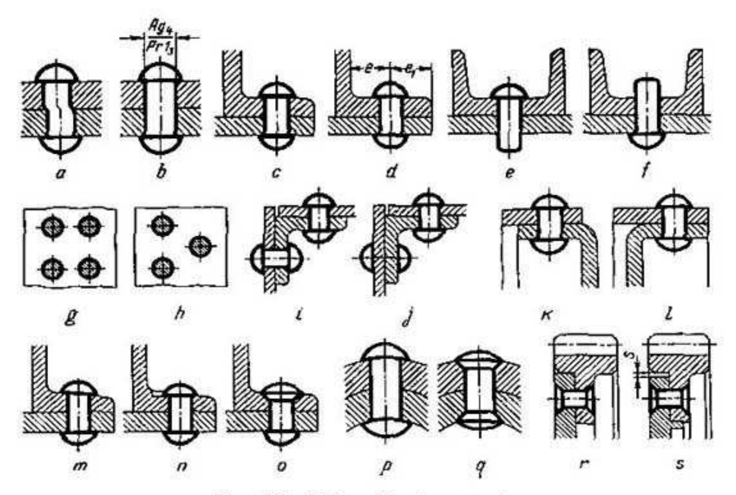


Fig. 215. Colocación de remaches

chador neumático, y (1,5—2) *d* en el caso de remachador hidráulico. La distancia mínima hasta el borde $e_1 = 1,7d$.

Es sobre todo importante garantizar el acceso libre a la cabeza recalcada. Al remachar perfiles, la cabeza recalcada es mejor desplazarla a un lugar abierto (vista *e*); la colocación según la vista *f* no es correcta.

En las costuras de remaches contiguas con disposición recíproca paralela (vistas *d*, *g*, *h*) o perpendicular (vistas *i*, *j*) de los ejes de los remaches, para simplificar el remachado es mejor situar los roblones en orden escaqueado (vistas *h*, *j*).

La distancia de los ejes de los remaches hasta los bordes extremos de las piezas a remachar, conviene hacerla mínima para evitar el empleo de una herramienta remachadora enorme con gran voladizo. Así, al unir los fondos de recipientes cilíndricos con las virolas, es mejor aplicar fondos con ribeteado por el exterior (vista *l*) y no por el interior (vista *k*), aunque esta unión es menos ventajosa en lo que concierne a la resistencia mecánica.

Al colocar remaches en superficies inclinadas (vista *m*) se debe emplear el romachado en caliente con roblón completamente calentado, hacer rebajes planos en las superficies inclinadas (vista *n*) o colocar remaches con cabeza embutida (vista *o*).

Esta misma regla se refiere a los remaches que se colocan en superficies cilíndricas (vistas *p*, *q*).

En el remachado en frío de piezas que necesitan mantener las dimensiones precisas (por ejemplo, al remachar coronas de piñones a los discos, vista *r*) se debe tener en cuenta la posibilidad de deformación de las paredes bajo la acción de los esfuerzos del remachado (sobre todo en los roblones con cabeza perdida). Los sectores del material, que se deforman en el remachado, es necesario separarlos de las superficies de precisión con una holgura *s* (vista *s*).

Para evitar las deformaciones de las piezas que se remachan tales roblones deben recalcarse con un esfuerzo hidráulico tarado.

6.9 Endurecimiento de las uniones remachadas

Para aumentar la resistencia mecánica de las uniones remachadas, además de la elección correcta de los parámetros geométricos (diámetro, número de filas de los roblones, paso de éstos) tienen gran importancia las medidas tecnológicas.

Como material para los remaches es conveniente emplear aceros aleados 40J. Si el roblón se ha calentado antes de su colocación hasta una temperatura mayor que la temperatura de transformación de fase, es decir, hasta 750—800° C y el enfriamiento transcurre suficientemente rápido, el acero en el proceso de enfriamiento se somete a un temple suave en sorbita, lo que aumenta considerablemente la resistencia mecánica de la unión. Al fabricar remaches de acero aleado de la composición empleada para TTBT, puede obtenerse, en el proceso de deformación de los remaches en el curso del enfriamiento, un considerable endurecimiento de los roblones.

Para las uniones de importancia conviene emplear remaches de aceros martensíticos envejecidos de alta resistencia, sometidos al temple durante el enfriamiento.

Conviene evitar el calentamiento de los remaches por encima de 1000° C, que provoca la granulación gruesa en el metal.

La resistencia mecánica cíclica de las uniones remachadas puede considerablemente aumentarse con el mecanizado correcto de los agujeros para los remaches y atribuyendo formas racionales a los roblones. Conviene evitar el punzonado de los agujeros, que provoca en los bordes de los agujeros desgarros y microgrietas que son las fuentes de la brusca concentración de tensiones. Los agujeros para los remaches deben taladrarse (junto con las piezas apretadas), escariarse, y en el remachado en frío debe emplearse el escariado o brochado de compactación.

Los bordes de entrada y de salida de los agujeros deben achaflanarse (fig. 216, *a*) o, mejor redondearse (*b*, *c*), cuyas superficies en el remachado en frío también es conveniente elaborarlas por presión.

Las cabezas propias de los remaches se deben unir con el vástago por redondeos suaves o al menos con chaflanes (concordados con la dimensión de los redondeos y los chaflanes en los bordes de los agujeros).

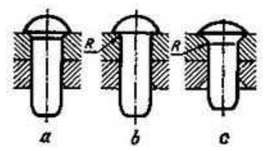


Fig. 216. Formas de remaches y de agujeros

En el remachado en caliente las transiciones del vástago a la cabeza se forman por sí mismas, como resultado de la infiltración del metal en el chaflán o el redondeo del agujero.

Para aumentar la resistencia mecánica de la unión, es importante elevar la adherencia entre las superficies de contacto. Es conveniente someter las superficies de empalme a chorreado con perdigones que aumenta la aspereza (rugosidad) o a un estriado diminuto. Para garantizar hermeticidad en estos casos es necesaria la metalización de las superficies de empalme.

Un procedimiento efectivo para aumentar la resistencia mecánica de las uniones remachadas en caliente, reside en aplicar el remachado hidráulico con mantenimiento del roblón y de las piezas a unir bajo un esfuerzo permanente hasta el enfriamiento del remache.

El remache calentado se introduce en el agujero y se comprime con gran esfuerzo, recalcando la segunda cabeza y ensanchando el vástago hasta el contacto completo con las paredes del agujero. El remache se mantiene bajo esfuerzo hasta su enfriamiento (hasta 200—300° C). La disminución del diámetro del vástago de remache por enfriarse se compensa con la compresión continua del roblón con el punzón.

En resumen, resulta una unión con remache ajustado en el agujero prácticamente sin holgura, y fiablemente garantizado del cizallamiento. Al mismo tiempo, esta unión conserva elevada resistencia a la cizalladura, que es característica para las uniones remachadas en caliente, gracias a las fuerzas de rozamiento en el empalme que surgen en las fases iniciales del proceso al comprimir el empalme con el esfuerzo del punzón, y en la fase final, como resultado de la contracción del vástago de remache en sentido axial, al enfriarse con temperatura final del remachado hasta la temperatura de la atmósfera circundante.

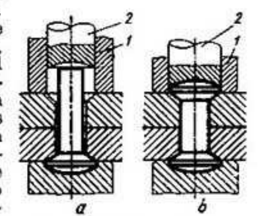


Fig. 217. Remachado con punzón de doble efecto

El proceso de remachado hidráulico exige una presión elevada del roblonado, suficiente para deformar el vástago en estado semiplástico (a temperaturas correspondientes a la fase final del remachado) y es menos productivo (debido a la gran duración del mantenimiento) que el proceso habitual. No obstante, esto se cubre por la alta calidad de la unión.

Para aumentar la resistencia mecánica de la unión, es ventajoso dividir el proceso de compresión del empalme y el proceso de deformación plástica del remache, mediante el empleo de un punzón de doble efecto.

En este caso, al principio se comprimen las piezas a unir, valiéndose del punzón anular exterior *1* (fig. 217, *a*) y luego, con ayuda del punzón interior *2*

se aplica esfuerzo al vástago de remache, recalcando la cabeza y ensanchando el vástago de remache hasta la eliminación total de la holgura primordial entre el vástago y las paredes del agujero (fig. 217, *b*).

El sistema se mantiene en este estado hasta el enfriamiento del remache. Lo mismo que en el caso anterior, la contracción del vástago de remache en sentido axial durante el enfriamiento se compensa con la deformación plástica del roblón por la acción del punzón, para lo cual es ventajoso hacer la cabeza embutida. Después de enfriarse el roblón se elimina la presión del punzón *2* y, a continuación, después de mantenerlo un poco en este estado, también se elimina la del punzón *1*. El tensado del empalme se finaliza acortando el vástago de remache una vez frío totalmente, lo que tiene lugar ya en la fase elástica.

6.10 Roblones de espiga

Los roblones de espiga (fig. 218) se colocan en las uniones altamente cargadas. La espiga (vástago) de roblón se ejecuta de acero resistente y tratado térmicamente y se coloca en el agujero con apretura. Ya que esta espiga no se somete al remachado, la cabeza recalcada se

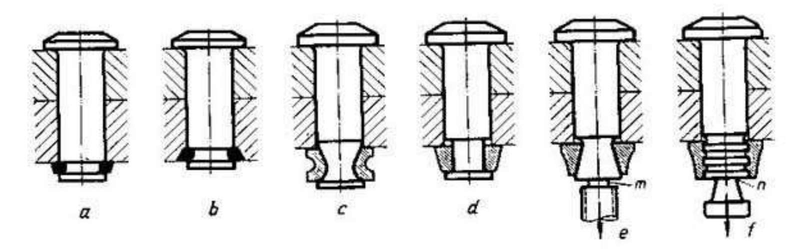


Fig. 218. Roblones de espiga

forma mediante el laminado de anillos de metal plástico en las entallas anulares del vástago.

La magnitud de la apretura axial depende de la construcción de la cabeza recalcada. Las uniones según la figura 218, *a*, *b* sirven sólo para fijar la espiga. Al aumentar la altura de las cabezas pueden obtenerse grandes apreturas (vistas *c*, *d*). Los anillos se sujetan por cilindrado anular (vista *c*), por cinglado con punzón cónico (vista *d*) o cingladores separables.

En las construcciones *c*, *d* es necesario sujetar la cabeza de la espiga, mientras se cingla el anillo. Si el acceso a la cabeza es dificultoso, se aplican las construcciones *e*, *f*. En el proceso de cinglado la unión se aprieta por la rosca (vista *e*) o la cabeza (vista *f*), apoyándose en la superficie de las piezas a apretar. Después del recalcado la espiga roscada (o la cabeza) se parte por los sectores delgados *m*, *n*.

6.11 Remaches tubulares

Los remaches tubulares o *de caña hueca* se emplean para remachar uniones que sufren pequeñas cargas.

Los remaches se fabrican de tubos comerciales. La cabeza propia se suele formar de antemano (fig. 219, *a*). El extremo libre del remache se aplasta con ayuda de un punzón (vista *b*) y en los remaches

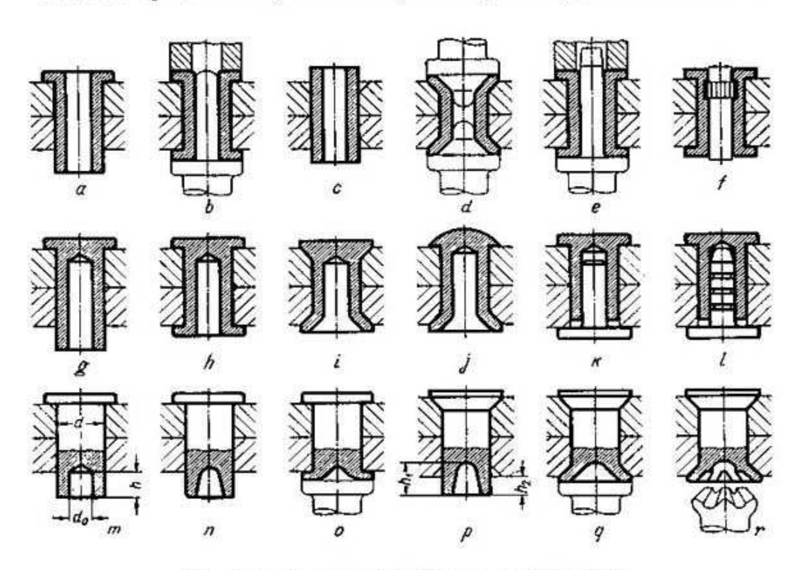


Fig. 219. Remaches tubulares y semitubulares

de gran diámetro, valiéndose de un aborcador giratorio. La herramienta giratoria se emplea también para remachar piezas de materiales frágiles.

A veces, particularmente al practicar las cabezas perdidas, ambas cabezas del roblón se forman simultáneamente, valiéndose de punzones que actúan por los dos lados (vistas *c*, *d*).

Todos los tipos de remaches tubulares permiten la compactación complementaria por el interior, con el fin de aumentar la adherencia del vástago de remache a las paredes del agujero y con ello elevar la resistencia mecánica de la unión a la cizalladura. En las construcciones con cabeza conformada de antemano la compactación puede realizarse a un mismo tiempo con la conformación de la cabeza recalcada, haciendo uso de un punzón alargado (vista *e*).

Estos remaches pueden reforzarse con el encajado a presión de los vástagos. Los vástagos se fijan con ayuda de un estriado diminuto (vista *f*), de entallas anulares, así como calafateando los extremos.

Si la superficie de la unión debe ser lisa (por ejemplo, el remachado de hojas de revestimiento), se emplean *remaches semitubulares* con cabezas achatadas (vistas *g*, *h*), perdidas (vista *i*) o semiesféricas (vista *j*). Si es necesario que la superficie sea lisa por ambos lados, se emplea el cierre, introduciendo a presión en el remache un vástago con sombrerete (vista *k*). Este vástago se mantiene en el remache por la fuerza de rozamiento. Para aumentar la adherencia, en el vástago se hacen entalladuras anulares (vista *l*).

Los remaches con extremos rebajados (vista *m*) poseen elevada resistencia al cizallamiento. El rebaje se ejecuta por taladrado (vista *m*) o por recalcado (vista *n*). El diámetro del rebaje suele ser $d_0 = (0,5 \div 0,6)\ d$ (d es el diámetro del remache). La profundidad del rebaje (y la altura del extremo saliente del remache) en el caso de recalcado en el plano (vista *m*) $h = (0,5 \div 0,6)\ d$. Al hacer el recalcado con cabeza perdida (vista *p*) la profundidad del rebaje $h_1 = (0,6 \div 0,7)\ d$, la altura del saliente $h_2 = (0,3 \div 0,4)\ d$.

El extremo del remache, lo mismo que en los casos anteriores, se recalca con punzones (vistas *m*, *q*). En las uniones ligeras, con el fin de disminuir los esfuerzos del recalcado, se utilizan punzones en estrella (vista *e*).

6.12 Remaches de cápsula

Estos remaches, que se fabrican de tubos de paredes finas (0,2—0,5 mm), se emplean preferentemente para sujetar materiales blandos (cuero, tejidos, composiciones de plástico, etc.).

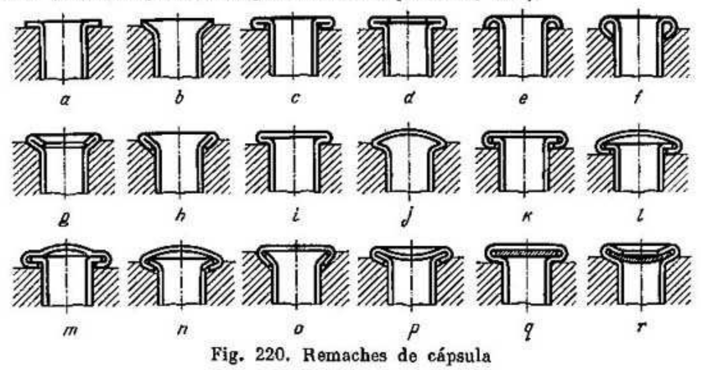


Fig. 220. Remaches de cápsula

El tipo más sencillo de estos remaches es un tubo abocardado por ambos lados sobre el plano (fig. 220, *a*) o con cabeza embutida

(vista *b*). En las vistas *c*, *h* se muestran remaches con cabezas reforzadas.

Los remaches de cápsula que se colocan en las superficies anversas de las piezas decorativas, se hacen cerrados con cabezas enterizas, formadas por extrusión, (vistas *i*, *j*) o compuestas (vistas *k*, *l*).

Las cabezas de cierre (recalcadas) se forman por los procedimientos mostrados en las vistas *a—h*. La conformación de las cabezas de las vistas *a*, *b* se realiza de una vez. Las demás construcciones se conforman en dos operaciones o con ayuda de punzones de efecto doble.

6.13 Remaches insertados

Al remachar construcciones espaciales con frecuencia suele ser imposible aproximar la herramienta recalcadora para conformar la cabeza de cierre (por ejemplo, en los remaches que entran en una cavidad interior). En estos casos se aplican los *remaches insertados* que se colocan y se cierran por un lado. Habitualmente, éstos son remaches tubulares que se brochan a contracción con ayuda de un

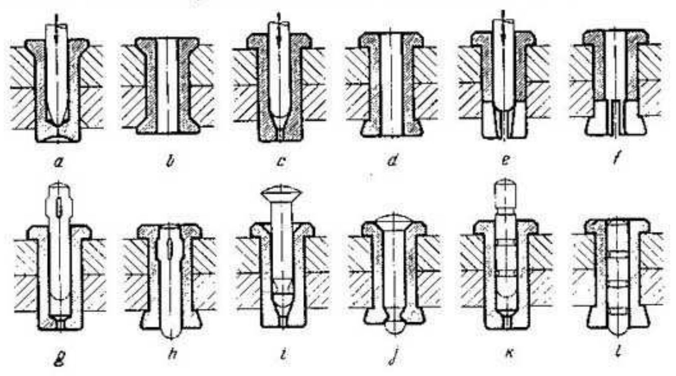


Fig. 221. Remaches insertados

punzón. En el extremo del vástago se prevé un tabique (fig. 221, *a*) o un escalón cónico (vista *c*). Durante el brochado el punzón ensancha el metal, formando la cabeza de cierre (vistas *b*, *d*).

Para disminuir el esfuerzo de brochado al extremo engrosado del remache se le hace un corte en cruz (vistas *e*, *f*).

Por la resistencia mecánica, así como por la sencillez de la operación de cierre son más ventajosos los remaches en los que el *punzón se deja dentro* (vistas *g—l*). Después de conformar la cabeza de cierre el punzón queda encerrado en el vástago de remache, sirviendo

de elemento de refuerzo. Este punzón se retiene en el remache valiéndose de resaltos (vistas *g, h*), entalladuras cónicas (vistas *i, j*) o ranuras (vistas *k, l*) que se llenan como resultado del flujo plástico del material.

Para colocar remaches de este tipo se necesita un esfuerzo axial considerable, debido a lo cual éstos son aplicables sólo en construcciones de paredes gruesas y rígidas.

Al unir construcciones de hojas delgadas es necesario descargar las chapas de los esfuerzos del remachado. Con frecuencia, para esto se emplean brochas de empuje formadoras de embutición. El remache junto con la brocha introducida en éste de antemano, se inserta en el agujero con la cabeza al exterior. A continuación, sujetando la cabeza se estira la brocha, formando la cabeza de cierre.

En la figura 222 se exponen las construcciones típicas de remaches insertados ligeros.

En la construcción *1* la brocha va dotada de un engrosamiento en forma de pera con diámetro mayor que el del agujero del remache. Al estirar la brocha forma la cabeza de cierre (vista *2*) y al mismo tiempo ensancha el vástago del remache, garantizando su adherencia a las paredes del agujero. En las vistas *3*, *4* se muestra una de las diversidades de esta construcción.

En la construcción *5* la brocha va dotada de una cabeza separada de la varilla por un cuello fino *m*. Durante el brochado la cabeza de la brocha se autoencastra en la cabeza conformada (vista *6*). Después de conformarse la cabeza la resistencia al brochado crece bruscamente y éste se rompe por el sitio fino. La cabeza de la brocha queda en la cabeza del remache. En la construcción *7* la brocha se ha encastrado en el vástago del remache y se rompe por el cuello *n*. La cabeza de la brocha queda en la cabeza del remache (vista *8*).

Por la resistencia mecánica son más ventajosos los remaches *en los que se queda la brocha*. En la construcción *9* la brocha va dotada de un engrosamiento en forma de hongo que está separado del vástago por el cuello fino *r*. Después de formarse la cabeza de cierre la brocha se rompe por el cuello; la parte engrosada de la brocha queda en el remache (vista *10*), fijándose por el autoencastre del hongo en la cabeza. En las vistas *11*, *12* se muestran diversidades de esta construcción.

En las construcciones *13*, *14* la brocha que queda en el remache se fija por la infiltración del material del remache en el cono *s*. En las vistas *15*, *16* se muestra un remache fundamentado en este principio para unir chapas finas.

La colocación de los remaches representados en las vistas *1—16* puede automatizarse. Ya se fabrican remachadoras con orientación, suministro y colocación automatizada de los remaches.

En las construcciones *17—20* la descarga de las piezas remachadas del esfuerzo axial se logra aplicando punzones roscados cónicos (vistas *17*, *18*) o cilíndricos (vistas *19*, *20*). Los punzones se retienen en los remaches por las fuerzas de rozamiento.

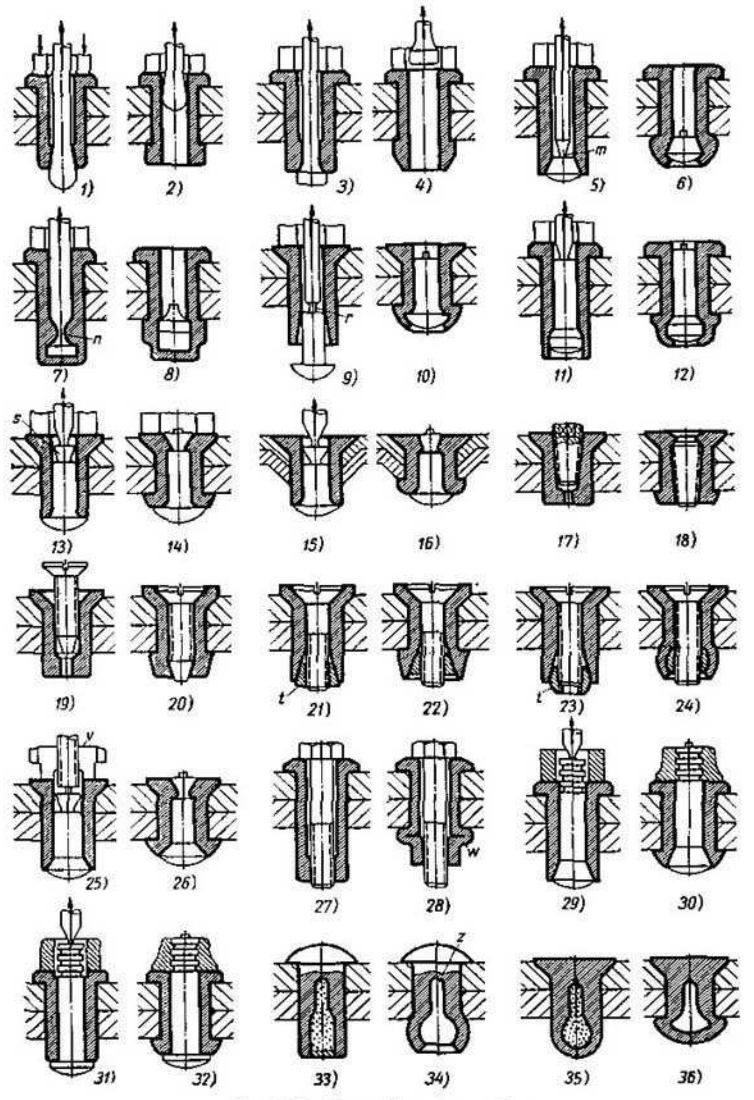


Fig. 222. Remaches insertados

En las construcciones *21—24* la cabeza de cierre se conforma con una tuerca cónica o esférica *t* arrastrada por la rotación del tornillo roscado. En las construcciones *25*, *26* se ha aplicado una brocha escalonada rompible que se arrastra por la tuerca exterior *v* y que se fija con la infiltración del material del remache en la entalladura cónica.

En la construcción *27*, en el agujero del remache se ha fileteado una cintura roscada, en la cual se enrosca un tornillo que se apoya en la cabeza del roblón. Al enroscar el tornillo éste arrastra el extremo del vástago del remache, formándose el engrosamiento *w* que sirve de cabeza de cierre (vista *28*).

En las construcciones *17—28* el remache debe ser retenido del giro, en el período inicial de apriete. Por su productividad, estos procedimientos de colocación son inferiores a los anteriores.

En las vistas *29—32* se exponen remaches fuertes que se cierran mediante el estirado de la brocha rompible, fijada mediante el laminado de manguitos de metal plástico en las entallas anulares del vástago de la brocha. Este tipo de remaches se emplea, por ejemplo, en la construcción naval para unir forros macizos.

El más productivo y universal es el procedimiento de remachado con *remaches explosivos*. En el vástago de remache se coloca una carga (vista *33*) que explota después de insertar el roblón (habitualmente aplicando a la cabeza del remache un mandril calentado eléctricamente). Al explotar la carga se forma la cabeza de cierre de forma de tulipán (vista *34*). El conducto *z* sirve para ensanchar el vástago en el plano de empalme de las chapas a roblonar.

Son más racionales los remaches explosivos con carga cerrada (vistas *35*, *36*). El esfuerzo de la explosión se cierra en el cuerpo del roblón; la unión a remachar está descargada de la fuerza de reacción del chorro de gas; el proceso de colocación de los remaches es silencioso.

Los remaches explosivos hechos de aleaciones a base de aluminio se aplican ampliamente en la construcción de aviones para acoplar los revestimientos.

Por su resistencia mecánica los remaches explosivos son inferiores a las otras construcciones de remaches insertados (por ejemplo, a los remaches de fuerza de las vistas *29—32*).

Los remaches insertados se hacen, habitualmente, de un diámetro de 4—12 mm; los remaches mostrados en las vistas *29—32*, de hasta 25 mm.

6.14 Remaches especiales

Una variedad peculiar representan los *remaches espaciadores* que se emplean para unir piezas dispuestas a una distancia dada la una de la otra (fig. 223, *a*).

En los remaches herméticos (fig. 223, *b*) debajo de la cabeza se

coloca un anillo de metal plástico (aluminio, cobre recocido) o (para las uniones que trabajan a altas temperaturas) de elastómeros. Al insertar el remache, el anillo se aplasta, compactando la unión.

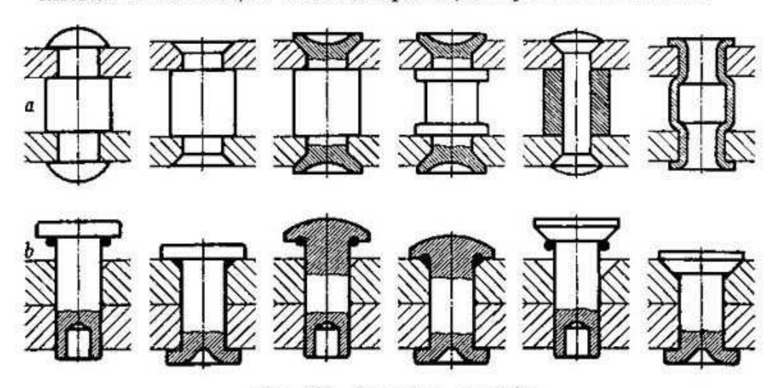


Fig. 223. Remaches especiales

La hermeticidad se alcanza también por cadmiado o zincado de los remaches.

6.15 Remachado de hojas finas

Al remachar hojas finas con piezas macizas, la cabeza propia debe disponerse por el lado de la hoja, la cabeza de cierre, de la pieza maciza (fig. 224, *b*). La colocación según la vista *a* no es correcta.

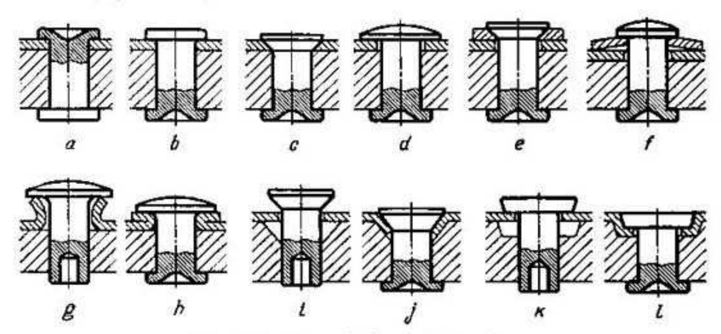


Fig. 224. Remachado de hojas finas

No se deben aplicar las cabezas perdidas por el lado de la hoja (vista *c*). Para asegurar el apriete compacto de la hoja conviene atri-

buir a la cabeza propia el diámetro máximo posible (vista *d*) o colocar debajo de ésta una arandela (vista *e*). La arandela es mejor hacerla de acero de resorte y darle una pequeña conicidad (vista *f*) que se elimina durante el remachado.

En las vistas *g*—*l* se exponen construcciones de uniones reforzadas.

En la construcción *g* los bordes del agujero de la hoja se ribetean y en el remachado se doblan (vista *h*), formando una unión sólida.

En la construcción *i* con sujeción con remaches de cabeza perdida, los bordes del agujero se introducen en el avellanado y durante el remachado se aplastan debajo de la cabeza (vista *j*).

En la construcción *k* la hoja, en el proceso de remachado se comprime en el avellanado cónico (vista *l*).

7 Unión por procedimientos de deformación plástica en frío

La sujeción con ayuda de la deformación plástica del material en frío se aplica en las uniones fijas preferentemente para fijar la disposición recíproca de las piezas. En muchos casos este tipo de uniones son portadores de cargas muy considerables.

A la deformación plástica en frío se someten los metales blandos (suaves) y tenaces (viscosos) (alargamiento relativo $\delta > 3 \div 4\%$), por ejemplo, los aceros en estado recocido, las aleaciones a base de cobre, aluminio y magnesio, las aleaciones a base de titanio recocidas. Los aceros sometidos a la normalización y mejoramiento obedecen limitadamente a la deformación plástica. Los métodos de la deformación plástica no son aplicables para los metales frágiles (fundiciones grises), así como para los aceros templados o sometidos a tratamiento quimicotérmico (cementación, nitruración, cianuración).

Los procedimientos principales de deformación plástica son: remachado, laminado, abocardado, laminado transversal, brochado, calafateado, achaflanado, graneteado. En las construcciones de

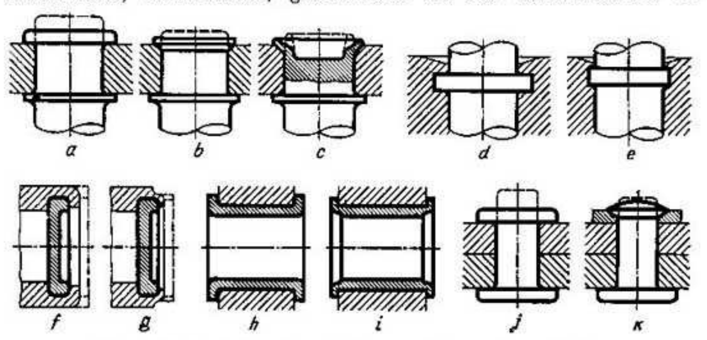


Fig. 225. Conjuntos de sujeción por deformación plástica:
a, d, f, h, j, construcciones no racionales; *b, c, e, i, k*, construcciones racionales

chapas finas se emplea también el curvado, rebordeado, ondulado y plegado.

Como regla general, se aconseja limitar la deformación plástica por el mínimo rigurosamente indispensable (fig. 225). Cuanto menor sea el volumen del metal deformado y el grado de deformación, tanto menor será el peligro de que surjan grietas y desgarros y tanto más resistente a fin de cuentas se obtendrá la unión. La disminución del volumen de deformación plástica reduce la magnitud del esfuerzo necesitado para la deformación, permite emplear en las uniones materiales más duros y resistentes, y a otras condiciones iguales aumenta la productividad de las operaciones de sujeción.

7.1 Sujeción de casquillos

En la figura 226 se representan procedimientos para sujetar casquillos mediante el brochado a contracción con ensanchamiento del material en alojamientos cónicos (vista *a*) y en entalladuras anulares en los agujeros de encaje (vistas *b*, *c*). En la superficie interior

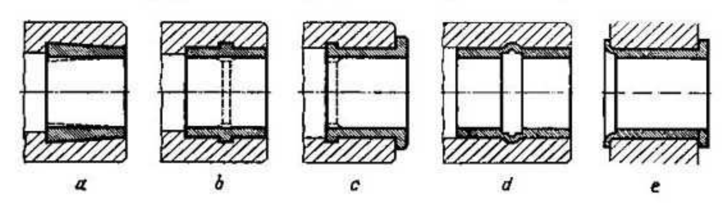


Fig. 226. Sujeción de casquillos

de los casquillos se prevén solapas (mostradas con línea punteada) para el ensanchamiento del material.

El esfuerzo axial del brochado lo soportan el tope del extremo (vistas *a*, *b*) o de la brida (vista *c*) del casquillo en la pieza externa. Después del brochado la superficie interior del casquillo se acaba con mandril calibrador o con herramienta de corte.

En las vistas *d*, *e* se muestra la sujeción de casquillos por abocardado.

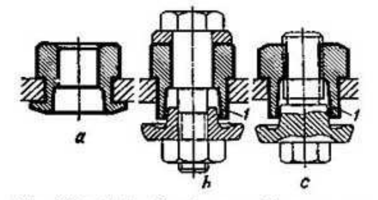


Fig. 227. Sujeción de casquillos en piezas de chapa

Los casquillos se sujetan a las piezas de chapa por abocardado (fig. 227, *a*) o ensanchando el cuello *1* que sale del agujero bajo prensa o valiéndose de aditamentos en el lugar de montaje (vistas *b*, *c*).

7.2 Sujeción de vástagos

Las piezas cilíndricas macizas (columnas, montantes, etc.) se fijan mediante el abocardado de los extremos (fig. 228).

Habitualmente, las piezas se encajan con ajustes con holgura ligera o con ajustes apretados. La unión más sólida se obtiene con ajuste a presión; en este caso el abocardado se aplica sólo con el fin de garantía.

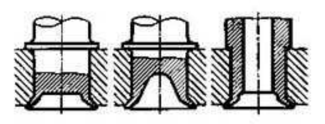


Fig. 228. Sujeción de columnas

En la figura 229 se muestran los procedimientos principales de sujeción de vástagos tubulares en piezas macizas:

1) el vástago se coloca en un alojamiento cónico invertido (vista *a*) y se fija por el ensanchamiento de la solapa cónica *1* mediante el brochado con un mandril cilíndrico (vista *b*);

2) el vástago se encastra por el ensanchamiento del extremo macizo en la entalla cilíndrica del alojamiento (vistas *c*, *d*).

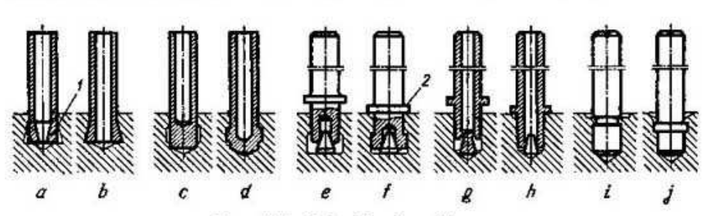


Fig. 229. Sujeción de vástagos

3) el vástago se coloca en el alojamiento, habiendo insertado en éste de antemano una pieza postiza cónica, y apoyándose en el ribete

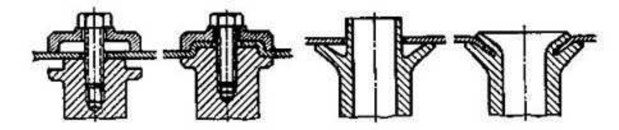


Fig. 230. Refuerzo de los conjuntos de empotramiento de vástagos en piezas de chapa

2 se recalca el vástago hasta que se ensancha el material penetrando en la entalladura cilíndrica del alojamiento (vistas *e*, *f*).

La construcción donde el cono, ejecutado de una sola pieza con el vástago (vista *g*), está unido con éste por un cuello delgado es

más perfecta. Al recalcar el vástago se rompe el cuello, el cono ensancha el extremo del vástago (vista *h*) que se fija en el agujero con las estrías diminutas anulares.

Los vástagos ejecutados de material que no se somete a la deformación plástica y que se colocan en piezas de materiales blandos, se fijan afolando el material de la pieza en la entalladura anular (vista *i*) o sobre el ribete (vista *j*) del vástago.

En la figura 230 se muestran procedimientos de acoplamiento de vástagos tubulares a piezas de chapa con deformación plástica de la chapa para aumentar la resistencia mecánica y la rigidez de la sujeción.

7.3 Sujeción de ejes y bulones

Los bulones ejecutados de material blando que ceden a la deformación plástica, se fijan remachando y abocardando el extremo (fig. 231, *a—c*), graneteando el extremo en varios puntos (vistas *d—e*), con abollamientos en la periferia del extremo, que se forman valiéndose de un cincel anular con dientes internos (vista *f*). En la vista *g* se muestra la sujeción mediante el ensanchamiento del extremo del bulón en cono con cincel anular.

En las vistas *h —j* se muestran procedimientos de sujeción con aseguramiento del bulón del giro. En la construcción *h* el bulón se fija remachando el extremo cuadrado del bulón en el agujero cuadrado, en la construcción *i*, se fija encastrando el extremo estriado del bulón.

En la construcción más sencilla *k* el extremo cilíndrico del bulón se achaflana en ranuras triangulares, ejecutadas en el bisel del agujero de encaje. El remachado continuo puede sustituirse por la deformación local, análogamente a las construcciones *d—e*.

Los bulones fabricados de materiales duros, que no se someten al remachado, se fijan en las piezas de metales plásticos abocardando el material de la pieza en una entalladura anular del bulón (vista *k*), calafateando el material de la pieza en rebajos planos ejecutados en el bulón (vista *l*), encajando en estrías finas (vistas *m*, *n*).

En las vistas *n—u* se muestra la sujeción del bulón en piezas enlazadas rígidamente entre sí (por ejemplo, en las gualderas de las horquillas, en los grilletes, etc.), afolando el bulón por ambos lados.

En la construcción *o* el bulón se fija graneteando la pieza en varios puntos por la periferia, en las construcciones *p—r*, con el abocardado circunferencial, en la construcción *s*, con abollonados locales.

Del giro, los bulones se aseguran graneteando el material de la pieza en las ranuras fresadas en el bulón (vista *t*) o achaflanando el material en los rebajos planos hechos en el bulón (vista *u*).

Si el bulón y las qualderas se han ejecutado de materiales duros que no se someten al remachado, se aplica la sujeción con tapones

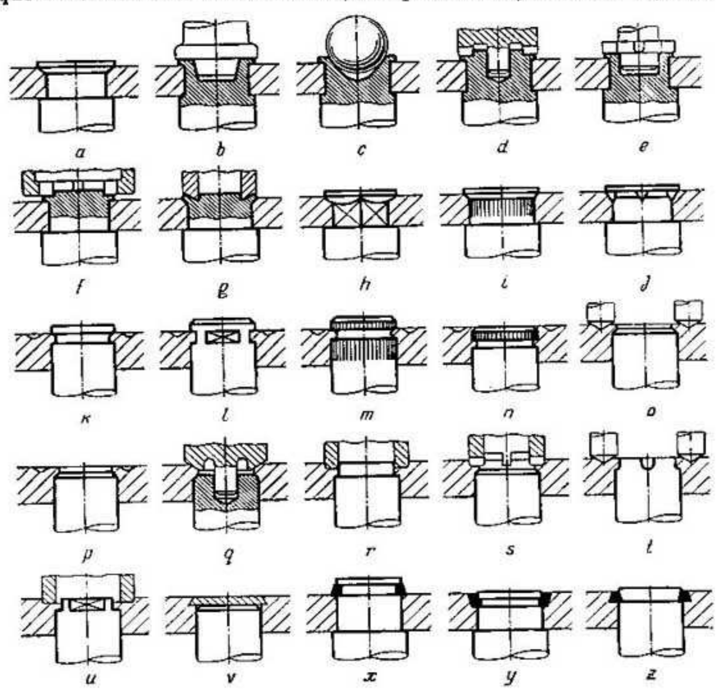


Fig. 231. Sujeción de ejes y pasadores en piezas de placas

aplastados (vista *y*) o aros de material plástico (acero pobre en carbono, cobre recocido, etc.), calafateados en las ranuras del bulón (vistas *x*—*z*).

7.4 Unión de piezas cilíndricas

Las piezas cilíndricas coaxiales (por ejemplo, vástagos y casquillos externos) se unen calafateando o abocardando el casquillo en los salientes anulares (fig. 232, *a*) o ranuras (vistas *b*, *c*) en el vástago.

Si por la designación funcional de la unión se necesita asegurar la libertad de rotación de una de las piezas respecto a la otra, las

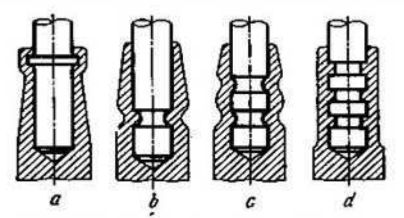


Fig. 232. Unión de piezas cilíndricas

superficies a unir, antes del calafateado se cubren con una capa de grasa grafitada separadora. En estos casos es conveniente hacer las ranuras rectangulares (vista *d*).

7.5 Sujeción de piezas en las superficies

Las piezas cilíndricas diminutas del tipo de tetones macizos, contactos, patas de apoyo, etc. que se colocan en las superficies de los productos, se fijan por el achaflanado en alojamientos cónicos invertidos (fig. 233, *a—f*).

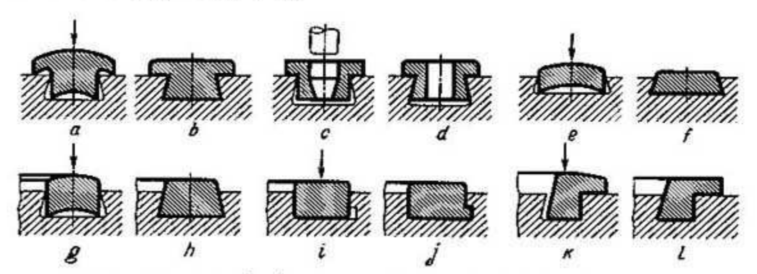


Fig. 233. Sujeción de piezas en la superficie de los productos

Estos procedimientos se aplican también para fijar piezas anulares por ejemplo, empaquetaduras (juntas) anulares, asientos, etc. (fig. 233, *g—l*).

En la figura 234 se muestran algunos procedimientos de sujeción de asientos de válvula.

Las construcciones *a*, *b* se emplean para asientos hechos de metal plástico (bronce, aceros austeníticos, etc.), que se encajan en cuerpos

de metal duro y frágil (fundición), las construcciones *c*, *d*, para asientos ejecutados de metal duro, encajados en cuerpos de metal plástico (aleaciones a base de aluminio).

En la construcción *c* la sujeción se realiza calafateando o abocardando el material del cuerpo alrededor del asiento (sector *m*).



Fig. 234. Sujeción de asientos

En la construcción *d* el asiento se enrosca en el cuerpo y se fija con abocardado circular del agujero del cuerpo (sector *n*), acompañado de la infiltración del material en los dientes extremos del asiento.

Las láminas, muelles planos y piezas semejantes se sujetan en la superficie de piezas macizas colocándolas en la ranura (fig. 235, *a*)

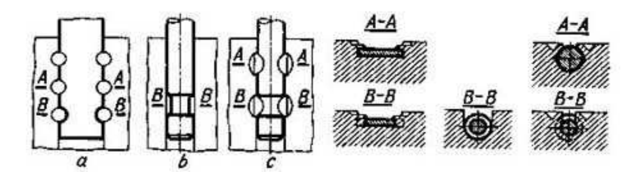


Fig. 235. Sujeción de láminas y varillas

y ensanchando el material de la pieza con un punzón por varios puntos. La lámina se fija del desplazamiento en sentido longitudinal, por infiltración del metal en los escotes semirredondos.

Por un procedimiento análogo se fijan las piezas de varillas cilíndricas (vistas *b*, *c*).

7.6 Troquelado de piezas anulares en los árboles

El procedimiento de deformación plástica se emplea con frecuencia para troquelar en los árboles piezas cilíndricas del tipo de aros (fig. 236, *a*, *b*) y casquillos (vista *c*).

Las piezas de este tipo se troquelan en prensas con casquillos separables o, más preferente, en máquinas de recalcar rotativas

con aplicación del esfuerzo simultáneamente en varios puntos de la periferia y con incremento suave del esfuerzo. El troquelado a mano

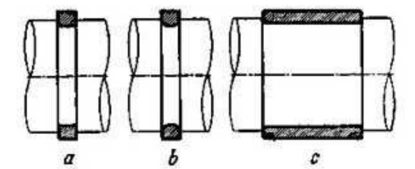


Fig. 236. Troquelado de aros y casquillos en árboles

y el abocardado circular aquí no es aplicable, ya que provoca el ensanchamiento del casquillo en lugar de la compresión necesaria.

7.7 Sujeción de tapones ciegos

Los tapones ciegos se fijan en los árboles huecos laminando el material del árbol (fig. 237, *a*, *b*), achaflanando la periferia del tapón ciego hasta la infiltración del material en la ranura anular ejecutada

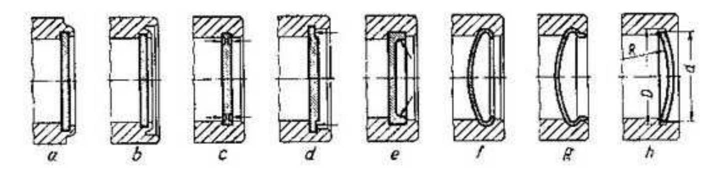


Fig. 237. Sujeción de tapones ciegos

de antemano en el árbol (vistas *c*, *d*), ensanchando la llanta del tapón ciego con un punzón cónico (vista *e*).

En las vistas *f*, *g* se representan procedimientos de sujeción de tapones ciegos de chapa delgada, abocardando el tapón en la entalla anular del agujero del árbol.

Se aplican ampliamente tapones ciegos aplastados (vista *h*). En estado inicial el tapón tiene forma esférica. El tapón se ensancha con un punzón de tope plano, apoyando el lado opuesto del tapón en el tope plano, además el tapón entra por los extremos en la entalladura hecha de antemano en el árbol.

El radio R de la esfera se determina de la correlación

$$R = \frac{0{,}25d}{\sqrt{\left(\frac{D}{d}\right)^2 - 1}},$$

donde d es el diámetro del tapón ciego; L es el diámetro de la entalladura para el tapón ciego. En término medio $\frac{D}{d} = 1{,}03$, en este caso $R \approx d$.

En la figura 238 se muestran procedimientos para la laminación de tapones ciegos en tubos de paredes delgadas.

La unión debe permitir el empleo de topes para formar y aplastar la costura: planos (por la superficie m en las construcciones a—c)

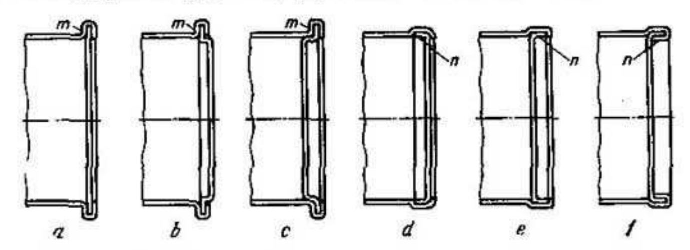


Fig. 238. Sujeción de tapones ciegos en tubos

o cilíndricos (por la superficie n en las construcciones d—f). Las construcciones que permiten la introducción de topes cilíndricos por el exterior (vistas e, f) son más preferentes que las construcciones donde es necesario el tope interior (vista d).

7.8 Sujeción de bridas a los tubos

A los tubos de paredes gruesas (con espesor de las paredes de 4—6 mm) las bridas se fijan ensanchando (mandrilando) los extremos de los tubos en ranuras anulares (fig. 239, a, b), hechas en las bridas.

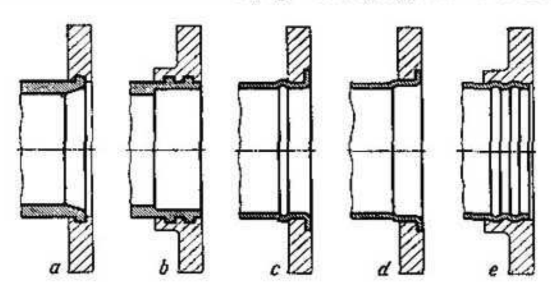


Fig. 239. Acoplamiento de bridas a los tubos

En las vistas c—e se muestran los procedimientos para sujetar las bridas en tubos de paredes delgadas.

7.9 Sujeción de tubos

En la figura 240, *a—c* se muestran procedimientos para sujetar tubos en piezas de chapa y en placas. Los tubos de paredes gruesas con espesor de la pared de 2—5 mm (tubos de llamas y conductores de agua de las calderas) se fijan abocardando los extremos de los

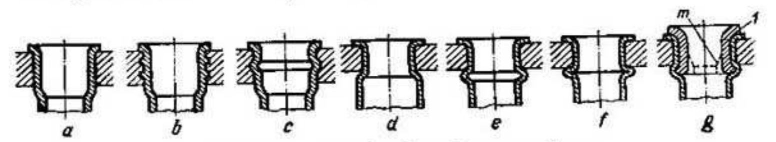


Fig. 240. Sujeción de tubos en placas

tubos, valiéndose de rodillos. Para aumentar la resistencia mecánica y hermeticidad de la unión, en las paredes de los agujeros se hacen entalladuras anulares (vistas *b*, *c*).

En las vistas *d—g* se muestran procedimientos para sujetar tubos de paredes delgadas. La construcción *g* es la que posee mayor resistencia mecánica y rigidez, en ella el tubo se sujeta por el manguito macizo *1* con saliente cónico *m* que se ensancha al colocar el tubo.

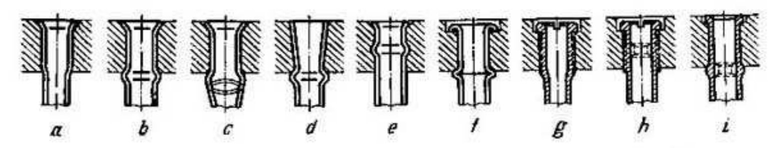


Fig. 241. Sujeción de tubos conductores de aceite en árboles

En la figura 241 se muestran procedimientos para sujetar en árboles tubos conductores de aceite, estirados (vistas *a—f*) y torneados (vistas *g—i*).

7.10. Sujeción con patillas dobladas

Una diversidad particular representan las uniones con patillas dobladas, empleadas en las construcciones de hojas (chapas) finas. Las patillas (fig. 242, *a—c*), ejecutadas en una de las piezas a acoplar, se introducen en las ranuras de la pieza contigua y se doblan.

Una variedad de este procedimiento reside en doblar en distinta dirección los extremos de las patillas en el plano perpendicular al plano de las patillas (vista *d*); se emplea en los casos en que por condiciones de la construcción no se pueden aplicar esfuerzos para el doblado de las patillas.

Ejecutando el corte con bisel (vista *e*), puede crearse en la unión cierta apretura.

18—977

La resistencia mecánica de semejantes uniones es pequeña. En algunos casos estos procedimientos se emplean en las construcciones de fuerza. En la figura 243 se muestra el conjunto de sujeción de álabes a las virolas del aparato directriz anular de un compresor de aire de flujo axial. Gracias al gran número de puntos de sujeción, la construcción, en este caso, resulta suficientemente sólida y rígida.

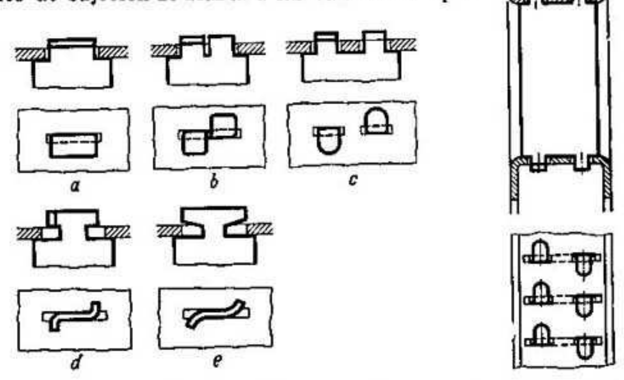


Fig. 242. Sujeción con patillas encorvadas

Fig. 243. Sujeción de los álabes en un dispositivo guía

7.11 Uniones diferentes

En la figura 244 se representan procedimientos para el acoplamiento de chapas mediante salientes. Los salientes se extruyen con el punzón *1* en la chapa delgada (vista *a*) o gruesa (vista *b*), formando la cabeza de cierre con la matriz *2* establecida por el lado opuesto al movimiento del punzón.

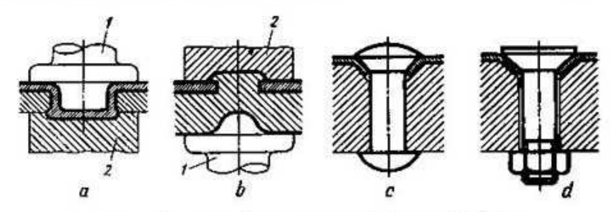


Fig. 244. Sujeción de revestimientos de hojas

Los conjuntos de sujeción de chapas de revestimiento a piezas macizas valiéndose de remaches (vista *c*) o tornillos (vista *d*), se refuerzan con la deformación plástica del revestimiento en los sectores de acoplamiento.

En la figura 245, *a*, *b* se muestra el procedimiento de sujeción aplicado para colocar piñones ligeros y otras piezas de disco en árboles

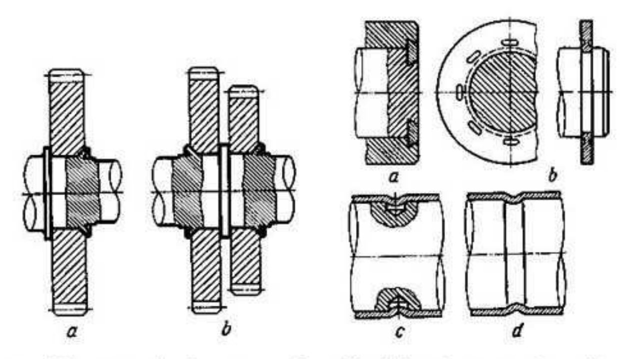


Fig. 245. Sujeción de piezas de disco en los árboles

Fig. 246. Conjuntos de unión por deformación plástica

escalonados, abocardando el material en las entallas cónicas de los discos. En la figura 246 se muestran: la sujeción de un cubo en el árbol, valiéndose de la arandela aplastada (vista *a*), la sujeción del disco achaflanándolo en la entalla anular del árbol (vista *b*), la fijación del casquillo en el árbol, mediante la afolación en cavidades (vista *c*) o en la entalla anular (vista *d*) en el árbol.

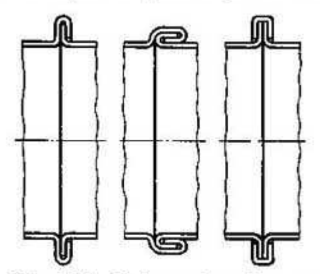


Fig. 247. Uniones de tubos por engatillado de tubos

7.12 Uniones engatilladas

Las uniones engatilladas se aplican para acoplar materiales de chapas finas de un espesor desde varias décimas de milímetro (hojalata) hasta 1—2 mm.

En la figura 247 se muestran uniones engatilladas, aplicadas para el empalme de tubos y virolas de paredes delgadas.

La unión más utilizada es la unión con los bordes de las piezas ribeteados (vista *a*), con formación de cierre (vista *b*), encorvando

y aplastando el cierre con formación de una junta de cuatro capas (vista *c*).

Las vistas *d—f* representan una unión engatillada con cubrejunta de una tira de material de chapa, las vistas *g—k*, una unión engatillada reforzada con junta de seis capas, las vistas *l—p*, una unión con junta de siete capas

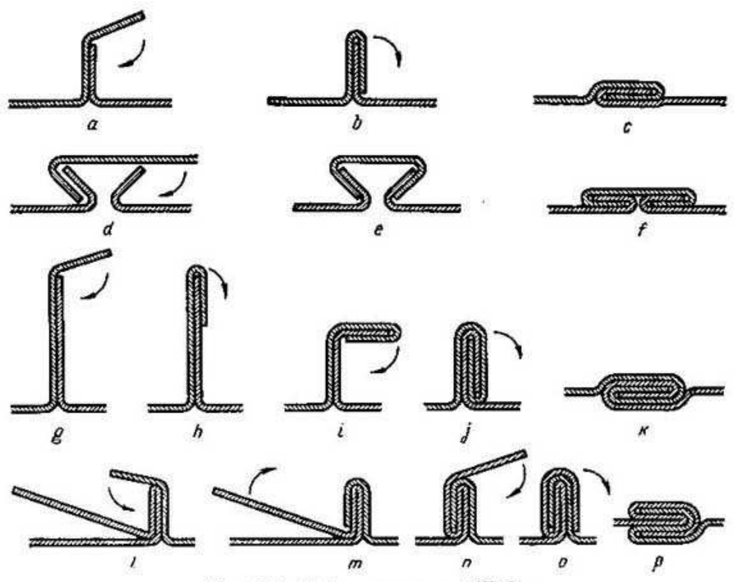


Fig. 248. Uniones por engatillado

En la figura 248 se muestran construcciones de uniones engatilladas aplicadas para la adherencia de chapas planas y para formar las juntas longitudinales de las virolas cilíndricas.

En la figura 249 se representan procedimientos de unión engatillada de fondos y tapas a virolas cilíndricas.

Las construcciones *a*, *b* se emplean para unir materiales de paredes comparablemente gruesas (0,5—2 mm).

Los productos de hojalata se unen por engatillado formando juntas de tres capas (vistas *c—l*), cuatro capas (vistas *m—o*), cinco capas (vistas *p—r*) o siete capas (vistas *s—x*). La junta se aplasta en la última operación con tope en el mandril central, introducido en la cavidad del fondo.

El engatillado más difundido es el de las vistas *p—r*.

Fig. 249. Unión de tapas por engatillado

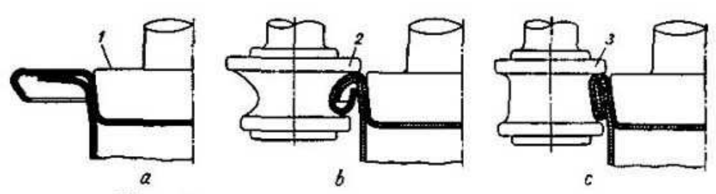


Fig. 250. Esquema de arrollamiento mecanizado

En la figura 250 se muesta el esquema del plegado mecanizado de tales uniones en enrolladoras de posiciones múltiples de rotor. El plegado se realiza en platos consistentes del mandril central *1* y de los rodillos de enrollar *2*, *3* que realizan movimiento planetario alrededor del producto.

Habitualmente, se utilizan dos rodillos diametralmente dispuestos por la periferia.

La fase inicial de la operación se muestra en la vista *a*. La tapa a cerrar se suministra con los bordes rizados de antemano; los bordes de la virola se ribetean previamente.

Al principio, al producto se acercan los rodillos *2* de la primera operación (vista *b*) que conforman la junta, a continuación, los rodillos *3* de la segunda operación (vista *c*) que laminan y compactan la junta.

Los rodillos de las operaciones primera y segunda se disponen en orden escaqueado en un plato. En el proceso de rotación del rotor los rodillos se separan y se aproximan automáticamente, al principio los de la primera operación, luego, los de la segunda.

Las máquinas cerradoras (enrolladoras) de platos múltiples que trabajan por el esquema descrito tienen un rendimiento de hasta 500 productos por minuto.

8 Transmisión del momento torsional

Se distinguen dos procedimientos fundamentales de transmisión del momento torsional: *rígido* y *por fricción*. Por el primer procedimiento el momento torsional se transmite por elementos rígidos que trabajan a la cizalladura, flexión o aplastamiento; por el segundo, por las fuerzas de rozamiento que se provocan en las superficies cilíndricas, cónicas o frontales del árbol.

Los tipos principales de uniones rígidas son: *por chaveta* (fig. 251, vistas *1*, *2*), *por estrías* (vistas *3*, *4*), *prismáticas* (vista *5*), *perfiladas* (vista *6*), *con pasador* (vistas *7*, *8*) y *embridadas* (vistas *9—11*).

Las uniones por fricción comprenden las *a presión* (vista *12*), las *cónicas* (vista *13*), uniones *con anillos de muelle de apriete* (vistas *14*, *15*), las *de manguito partido* (vista *16*).

Se emplea también la combinación de ambos procedimientos. La carga de las uniones rígidas se aumenta con la introducción del rozamiento, mediante el apretado axial (vista *3*) o radial-axial (vista *4*).

Para evitar el giro, así como para fijar las piezas en una determinada posición angular, en las uniones por fricción se introducen elementos rígidos, por ejemplo chavetas (vistas *17—19*).

8.1 Uniones por chaveta

Las chavetas se utilizan en las uniones poco cargadas, preferentemente en los productos de la producción en pequeños lotes. Las insuficiencias de las uniones por chavetas son: poca capacidad portante, debilitamiento del árbol por los chaveteros; concentración de tensiones debido a la desfavorable forma de los chaveteros; reúnen pocos requerimientos de ingeniería.

Las chavetas debilitan sobre todo bruscamente los árboles huecos, en los cuales la relación del diámetro del agujero respecto al diámetro

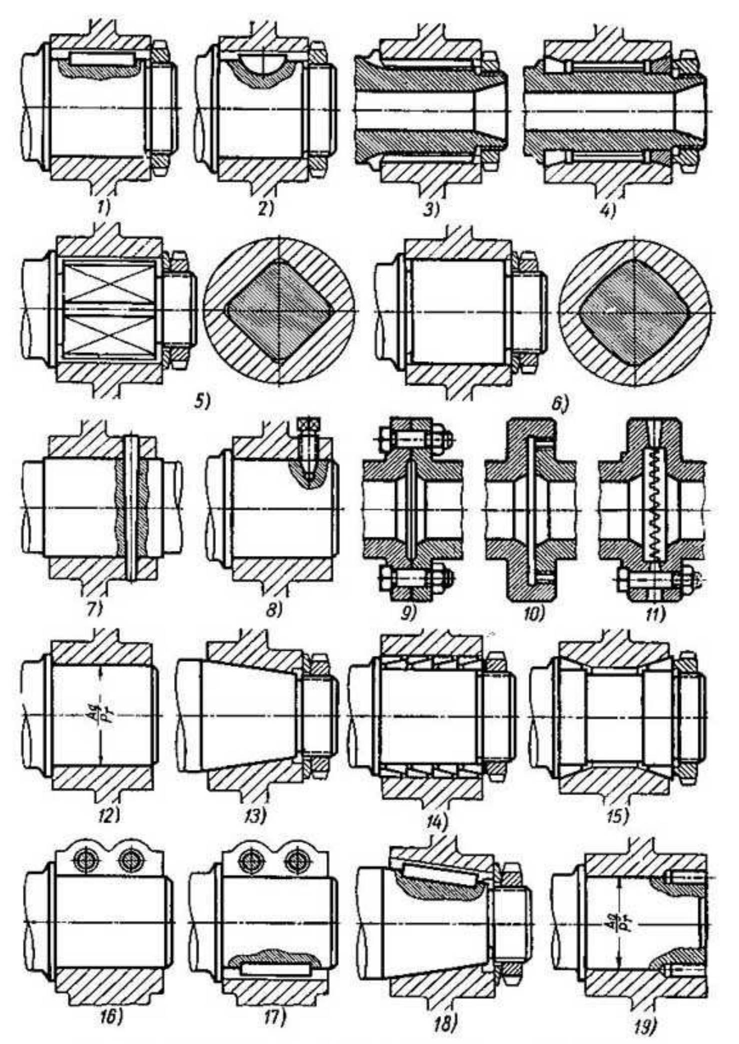


Fig. 251. Procedimientos de transmisión del momento torsional

del árbol es $d/D > 0{,}6$. El empleo de chavetas de fuerza en estos árboles casi se excluye.

En la producción en grandes lotes y en masa, en las uniones de importancia cargadas por grandes momentos torsionales y que trabajan bajo carga cíclica, las uniones por chaveta han sido suplantadas por las uniones estriadas, más perfectas.

Se diferencian las uniones por chaveta *tensadas* (**chavetas de cuña y tangenciales**) y las *no tensadas* (**prismáticas y de media luna**).

8.1.1 Uniones tensadas

Las chavetas de cuña se ejecutan con los extremos planos (fig 252, *a*, GOST 8791—68) con los extremos redondos (vista *b*, GOST 8792—68) y con cabeza (vista *c*, GOST 8793—68).

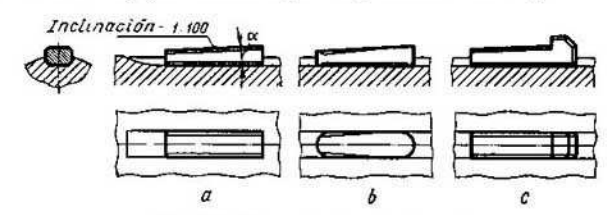


Fig. 252. Tipos de chavetas de cuña

La faceta superior de la chaveta se hace con inclinación de 1 : 100 ($\alpha = 35'$). La apretura entre el árbol y el cubo se crea mediante la introducción de la chaveta (fig. 253, *a*) o el apriete del cubo con la tuerca sobre la chaveta fijada en el árbol en sentido axial (vista *b*).

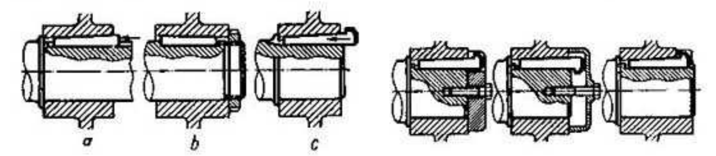


Fig. 253. Colocación de chavetas de cuña

Fig. 254. Colocación de chavetas enclavadas con cabeza

Las chavetas de introducción con cabezas (vista *c*) se emplean preferentemente en las instalaciones extremas.

En la figura 254 se representan algunos procedimientos para evitar la salida de las cabezas en los topes de las uniones, indeseable desde el punto de vista de la técnica de seguridad.

Junto con la colocación en la **ranura** se emplea la colocación de chavetas de cuña en rebajos planos (fig. 255, *a*).

Las chavetas de cuña por fricción (vista *b*) se colocan en el árbol liso. El momento torsional se transmite por el rozamiento que surge entre el árbol y la chaveta durante el apriete.

Las chavetas por fricción con púas que penetran en el árbol durante el apretado, que se realiza apoyando la faceta de cuña superior de la chaveta en el fondo de la ranura del agujero (vista *c*), estropean la superficie del árbol y no son aplicables en las uniones desmontables.

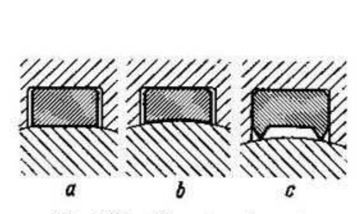


Fig. 255. Chavetas de cuña

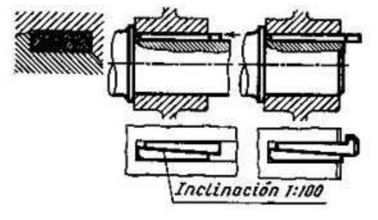


Fig. 256. Chavetas tangenciales

Las chavetas tangenciales (fig. 256, GOST 8796—68, 8797—68) constan de dos cuñas (con biseles unilaterales) que se introducen en la ranura formada por redanes angulares en el árbol y en el cubo. Las chavetas de cuña tangenciales se emplean sólo en la colocación de dos en dos, bajo un ángulo entre las chavetas pares $\alpha = 135 \div 180°$ (fig. 257).

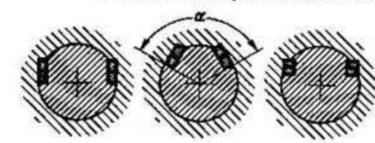


Fig. 257. Colocación de chavetas tangenciales

Las chavetas de cuña se emplean ya muy raramente, sólo en los árboles de gran diámetro, en las uniones que no necesitan un centrado preciso. Las insuficiencias fundamentales de las chavetas de cuña son: el descentrado del cubo bajo la acción de la apretura unilateral, el surgimiento de altas tensiones en el cubo durante la apretura, la posibilidad del apriete excesivo de la unión, la dificultad de desmontaje.

8.1.2 Uniones no tensadas

8.1.2.1 Chavetas prismáticas

Las chavetas prismáticas más difundidas son las que se colocan en el chavetero del árbol con ajuste apretado [*chavetas encastradas* (*rehundidas*)] o con encaje exacto (*chavetas insertadas*). Las chavetas

entran en la ranura del cubo; entre la faceta superior de la chaveta y el fondo de la ranura se deja una holgura s (fig. 258, *a*).

El ajuste por las facetas laterales de la ranura del cubo es corredizo (para las uniones centradoras), con holgura (para las uniones móviles) o exacto (para las uniones cargadas cíclicamente).

Los cubos se encajan en el árbol habitualmente con ajuste centrador *C*; en las uniones que se someten a cargas cíclicas son preferentes los ajustes con apretura (*E*, *Ad*, *For*).

El momento torsional que actúa en la unión provoca tensiones de cizalladura en el cuerpo de la chaveta, y tensiones de aplastamien-

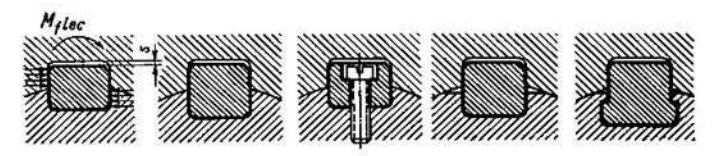


Fig. 258. Colocación de chavetas prismáticas

to en las facetas laterales de la misma (vista *a*). Una importancia preponderable para la resistencia mecánica y estabilidad de la unión tiene el momento flector M_{flec} que tiende a desencajar la chaveta del chavetero.

Para aumentar la resistencia mecánica del encastramiento es conveniente aplicar ajustes adherentes en el árbol y elevar la profundidad de colocación de la chaveta en el árbol (vista *b*). Las chavetas de una anchura $b > 10$ mm se fijan en la ranura del árbol con tornillos con cabeza ranurada (vista *c*) o con tornillos con hexágono interior.

Para elevar la resistencia a la fatiga del árbol en el sector debilitado por el chavetero, se calafatea el contorno de las chavetas (vistas *d*, *e*).

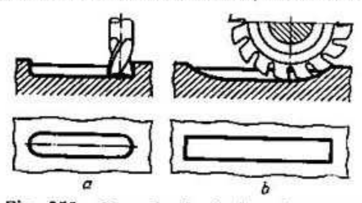


Fig. 259. Mecanizado de los chaveteros en los árboles

Las facetas de trabajo de las ranuras del cubo y del árbol se mecanizan con una pureza de ∇ 5, en las uniones simples, y ∇ 6 en las de importancia; el fondo de los chaveteros se elabora con una pureza de ∇ 4.

Las ranuras en el cubo se ejecutan por mortajado o brochado, utilizando una brocha de una estría; en el árbol los chaveteros se abren con fresa de espiga (fig. 259, *a*) o de disco (fig. 259, *b*). El fresado con fresa de disco es más productivo y asegura mayor exactitud y pureza de las facetas laterales de la ranura. No obstante, con este procedimiento aumentan las dimensiones axiales de la unión

por chaveta, particularmente en las uniones con ribetes de empuje (fig. 260), en tanto que en el caso de dimensiones prefijadas se reduce la longitud de la chaveta. Además, es necesaria la fijación de la chaveta en sentido axial.

El procedimiento de fresado con fresas de espiga es el más difundido.

Para no tener que ajustar los extremos de las chavetas, la longitud l' de la ranura se hace 0,5—1 mm mayor que la longitud l de la chaveta (fig. 261, *a*).

Entre las ranuras y los escalones próximos se debe dejar una distancia $s = 2 \div 3$ mm en los árboles de diámetro menor de

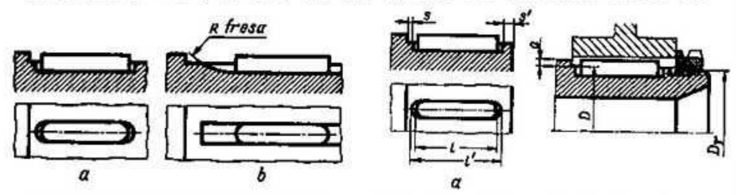


Fig. 260. Colocación de chavetas en las ranuras fresadas con fresa de espiga (*a*) y de disco (*b*)

Fig. 261. Colocación de chavetas en ranuras cerradas

30 mm, y de 4—5 mm en los árboles de mayor diámetro. La penetración de los chaveteros en el escalón aumenta la concentración de tensiones. En las colocaciones extremas la magnitud s' entre el chavetero y el canto del árbol se hace 1—2 mm mayor que las

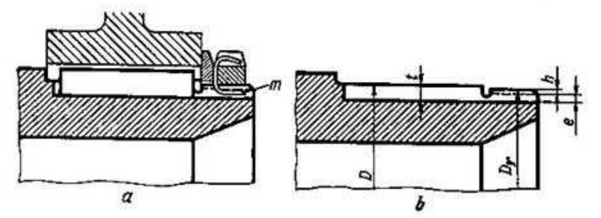


Fig. 262. Colocación de chavetas en ranuras con salida en el extremo del árbol

cifras indicadas, con el fin de aumentar la resistencia mecánica del ataguía.

El diámetro de la rosca D_r (fig. 261, *b*), como suele ser en las uniones de cubo, se hace 0,5—2 mm menor que el diámetro D del árbol.

La altura a del escalón de tope, teniendo en cuenta que el apoyo tiene lugar por casi toda la superficie anular, basta con hacerla igual a 2—4 mm.

En las colocaciones extremas conviene practicar el chavetero con salida en el extremo del árbol (fig. 262). En este caso se reducen las dimensiones axiales de la unión y aumenta la longitud de trabajo de la chaveta, particularmente si el extremo de la chaveta se hace plano.

En las uniones apretadas la chaveta se fija en sentido axial con arandela y tuerca (vista *a*).

En las construcciones apretadas el corte inevitable de la rosca por el chavetero no influye negativamente en el trabajo de la rosca. La ranura en la rosca suele utilizarse para la aleta encorvada de la arandela de retén *m*. Es necesario sólo que la distancia *e* entre el fondo de la ranura y el diámetro interior de la rosca (vista *b*) sea suficiente para alojar la aleta.

De la figura 262, *b* tenemos

$$\frac{D}{2}-t=\frac{D_r}{2}-h-e, \qquad (12)$$

donde D y D_r son respectivamente los diámetros del árbol y de la rosca; t es la profundidad del chavetero; h es la altura de la rosca de la tuerca; e es la holgura indispensable para alojar la aleta.

De la ecuación (12) obtenemos

$$D_r=D-2t+2h+2e. \qquad (13)$$

La magnitud h para la rosca métrica es $h \approx 0{,}7S$ (donde S es el paso de la rosca). Para el espesor habitual de la arandela de retén 0,5—1 mm, la holgura mínima e_{min} puede tomarse igual a 2 mm. Sustituyendo estos valores en la ecuación (13), obtenemos

$$D_r-(D-2t+1{,}4S)=2e_{min}. \qquad (14)$$

Además, debe observarse la condición $D_r < D$. Supongamos que $D = 60$ mm, $t = 5{,}5$ mm; $S = 1{,}5$ mm.

El diámetro mínimo de la rosca que satisface la condición (14) es:

$$D_r=D-2t+1{,}4S+2e_{min}=60-11+1{,}4\cdot 1{,}5+4=55 \text{ mm}.$$

Para la magnitud mayor próxima $D_r = 58$ mm conforme a la fórmula (13)

$$e=\frac{1}{2}(D_r-D+2t-1{,}4S)=\frac{1}{2}(58-60+11-2{,}1)=3{,}5 \text{ mm}$$

En las instalaciones intermedias y en los árboles escalonados las ranuras abiertas se emplean raramente, ya que éstas exigen un

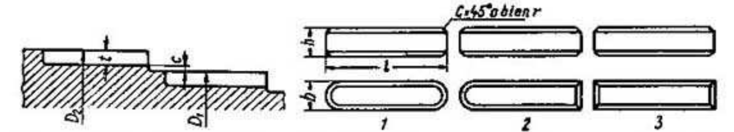


Fig. 263. Chaveteros abiertos en árboles escalonados

Fig. 264. Chavetas con extremos redondeados y planos

aumento considerable del salto de diámetros. El diámetro D_2 de cada uno de los escalones subsiguientes debe ser igual a (fig. 263)

$$D_2=D_1+2t+2c,$$

donde D_1 es el diámetro del escalón anterior; t es la profundidad de la ranura; c es la reserva para la salida de la fresa ($c = 0,2 \div 0,5$ mm).

En las ranuras sin salida, el salto de los diámetros se determina sólo por las condiciones del montaje y con el apriete sucesivo de varias piezas encajadas puede componer varias décimas de milímetro. Las GOST 8789—68 establecen tres diversidades de chavetas: con extremos redondeados (ejecución *1*), con un extremo redondeado y otro plano (ejecución *2*) y con los extremos planos (ejecución *3*) (fig. 264).

Las dimensiones de las chavetas prismáticas conforme a las GOST 8788—68 se insertan en la tabla 15.

No es obligatorio atenerse a las correlaciones aportadas en la tabla 15, entre el diámetro del árbol y las dimensiones de la chaveta. En muchos casos (pequeña magnitud del momento torsional de trabajo, cubos de paredes delgadas, árboles huecos) es conveniente aplicar chavetas también de menor dimensión, si éstas garantizan suficiente capacidad portante de la unión.

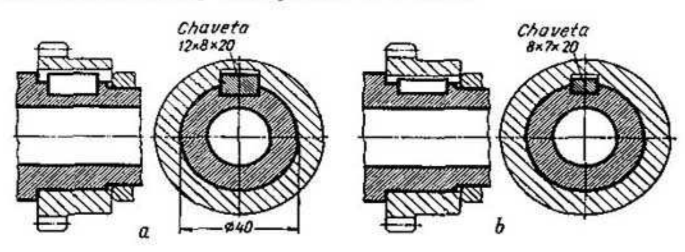


Fig. 265. Colocación de chavetas en uniones poco cargadas

En la figura 265 se muestra el árbol de un accionamiento auxiliar que transmite un pequeño momento torsional. El empleo de una chaveta de dimensión normal (vista *a*) provoca el debilitamiento del árbol y del cubo. En este caso, es mejor colocar una chaveta de menor sección (vista *b*): en este caso, la resistencia mecánica de la unión aumenta.

La longitud de las chavetas l en mm se establece de la siguiente serie: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500.

La designación convencional de la chaveta del tipo *A* consta de las dimensiones nominales de la chaveta $b \times h \times l$ y del número de las GOST. Por ejemplo, la designación de la chaveta de ejecución *1*:

Chaveta 16 × 10 × 80 GOST 8789—68.

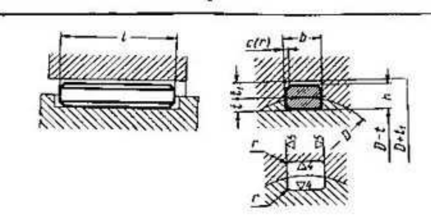
Lo mismo, para la ejecución *2*:

Chaveta 2—16 × 10 × 80 GOST 8789—68.

Las chavetas de altura elevada se emplean para elevar la resistencia mecánica del emportamiento de la misma en el árbol, así como

Tabla 15

Chavetas prismáticas

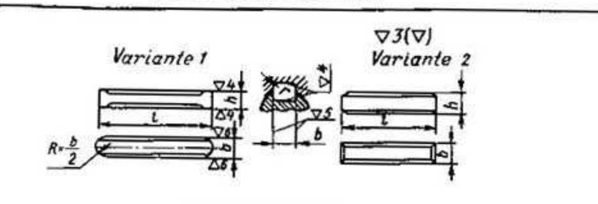


Dimensiones en mm

Diámetro del árbol D	Dimensiones de la chaveta $b \times h$	Profundidad de la ranura		Longitud de la chaveta l	Radio de redondeo de las ranuras	
		arbol t	casquillo t_1		$r_{mín}$	$r_{máx}$
6—8	2×2	1,2	1	6—20	0,08	0,16
8—10	3×3	1,8	1,4	6—36		
10—12	4×4	2,5	1,8	8—45	0,16	0,25
12—17	5×5	3	2,3	10—56		
17—22	6×6	3,5	2,8	14—70		
22—30	8×7	4	3,3	18—90		
30—38	10×8	5	3,3	22—110	0,25	0,4
38—44	12×8	5	3,3	28—140		
44—50	14×9	5,5	3,8	36—160		
50—58	16×10	6	4,3	45—180		
58—65	18×11	7	4,4	50—200		
65—75	20×12	7,5	4,9	56—220	0,4	0,6
75—85	22×14	9	5,4	63—250		
85—95	25×14	9	5,4	70—280		
95—100	28×16	10	6,4	80—320		
110—130	32×18	11	7,4	90—360		
130—150	36×20	12	8,4	100—400	0,7	1
150—170	40×22	13	9,4	100—400		
170—200	45×25	15	10,4	110—450		
200—230	50×28	17	11,4	125—500		
230—260	56×32	20	12,4	140—500	1,2	1,6
260—290	63×32	20	12,4	160—500		
290—330	70×36	22	14,4	180—500		
330—380	80×40	25	15,4	200—500	2	2,5
380—440	90×40	28	17,4	220—500		
440—500	100×50	31	19,5	250—500		

Tabla 16

Chavetas prismáticas altas



Dimensiones en mm

Diámetro del árbol D	Dimensiones de la chaveta $b \times n$	Longitud de la chaveta l	Radio de redondeo de las ranuras	
			$r_{mín}$	$r_{máx}$
30—38 38—44 44—50 50—58 58—65	10×9 12×11 14×12 16×14 18×16	22—110 28—140 36—160 45—180 50—200	0,25	0,4
65—75 75—85 85—95 95—110 110—130	20×18 22×20 25×22 28×25 32×28	56—220 63—250 70—280 80—320 90—360	0,4	0,6
130—150 150—170 170—200 200—230	36×32 40×36 45×40 50×45	100—400 100—400 110—450 125—500	0,7	1
230—260 260—290 290—330	56×50 63×60 70×65	140—500 160—500 180—500	1,2	1,6
330—380 380—440 440—500	80×75 90×85 100×95	200—500 220—500 250—500	2	2,5

cuando el cubo se ha ejecutado de material blando (fundición), con el fin de disminuir las tensiones de aplastamiento en las facetas de trabajo de la ranura.

Las dimensiones de las chavetas prismáticas altas, conforme a las GOST 10748—68, se dan en la tabla 16.

8.1.2.2 Chavetas guía

Las chavetas prismáticas con sujeción en el árbol según las GOST 8790—68 (fig. 266) se emplean para dirigir las piezas que se desplazan en el árbol con transmisión de momento torsional.

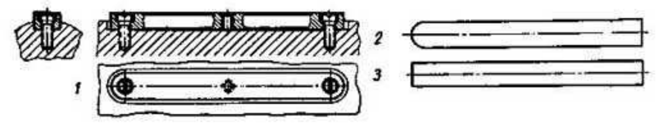


Fig. 266. Chavetas guía

En muchos casos resulta más ventajoso sujetar la chaveta en e cubo (fig. 267) y en el árbol practicar la ranura (*chavetas corredizas*).

La sujeción de la chaveta con tornillos (vistas *a*, *b*) no siempre es realizable por condiciones constructivas. En estos casos se aplican

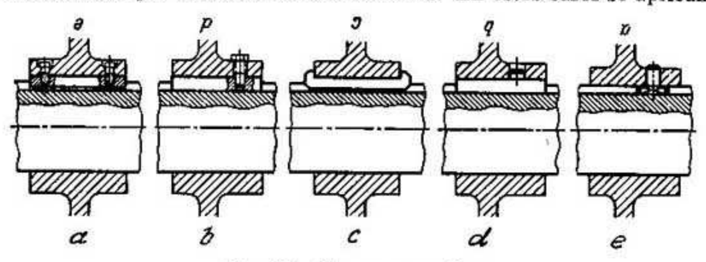


Fig. 267. Chavetas corredizas

chavetas insertadas (vistas *c*, *d*). En caso de cargas ligeras y en el de carencia de cargas, cuando se necesita sólo la fijación de la posición angular de la pieza que se desplaza por el árbol, basta con colocar en el cubo pasadores de guía insertados (vista *e*).

8.1.2.3 Chavetas semicirculares

Las chavetas semicirculares (*de media luna*) (fig. 268) poseen ciertas ventajas tecnológicas en comparación con las chavetas prismáticas. Los chaveteros en los árboles se mecanizan con fresas de disco con mayor productividad y precisión que para las chavetas prismá-

ticas. Estas chavetas se fabrican de perfiles de segmento puramente estirados, en tanto que en la producción en pequeños lotes, de metales laminados cilíndricos con corte en segmentos. No es complicada la extracción de las chavetas y ésta se realiza con un ligero golpe en el extremo de la misma.

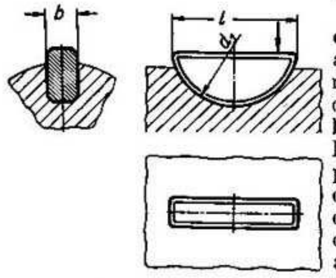


Fig. 268. Chavetas semicirculares

La adherencia de las chavetas en el árbol es más estable, debido a la mayor profundidad de la ranura. Sin embargo, estas chavetas debilitan considerablemente los árboles (particularmente los huecos). Esta circunstancia, junto con la pequeña longitud de las chavetas que condiciona las altas tensiones de aplastamiento en las facetas de trabajo de las mismas, limita su aplicación en la esfera de uniones poco cargadas. Las chavetas en cuestión, a excepciones raras, se colocan sólo en árboles macizos.

Las dimensiones de las chavetas semicirculares y de los chaveteros, según las GOST 8794—68, se insertan en la tabla 17.

Los ajustes por las facetas laterales para las chavetas semicirculares son los mismos que para las prismáticas.

El diámetro d_1 de las chavetas en cuestión se ejecuta por la clase Ar_5. El diámetro de los agujeros para la chaveta en el árbol se ejecuta con una desviación más del nominal no mayor de $0{,}08d_1$.

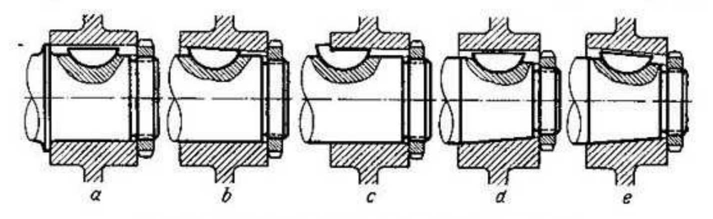


Fig. 269. Colocación de chavetas semicirculares

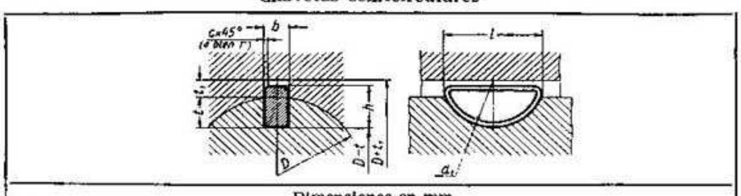
Los chaflanes c (o el radio r) por el contorno de la chaveta se hacen iguales a 0,2—0,3 mm. La longitud l de la chaveta se determina por la fórmula

$$l = 2h\sqrt{\frac{d}{h} - 1}$$

y para las chavetas estandartizadas es igual a $(0{,}92 \div 0{,}98)\, d$.

La designación convencional de la chaveta consta de las dimensiones $b \times h$ y del número de las GOST. Por ejemplo:

Chavetas semicirculares



Dimensiones en mm

Diámetro del árbol D		Dimensiones de la chaveta				Profundidad de la ranura		Radio de redondeo de las ranuras	
para chavetas que transmiten momento torsional	para chavetas fijadoras	b	h	d_1	l	árbol t	casquillo t_1	r_{min}	$r_{máx}$
Desde 3 hasta 4	Más de 6 hasta 8	1	1,4	4	3,8	1	0,6	—	0,05
Más de 4 hasta 6	Más de 8 hasta 10	1,5	2,6	7	6,8	2	0,8		
Más de 6 hasta 8	Más de 10 hasta 12	2	2,6	7		1,8	1,0	0,08	0,16
			3,7	10	9,7	2,9			
		2,5	3,7	10		2,9			
Más de 8 hasta 10	Más de 12 hasta 17	3	3,7	10		2,5	1,4		
			5	13	12,6	3,8			
			6,5	16	15,7	5,3			
Más de 10 hasta 12	Más de 17 hasta 22	4	5	13	12,6	3,5	1,8		
			6,5	16	15,7	5			
			7,5	19	18,6	6			
			9	22	21,6	7,5			
Más de 12 hasta 17	Más de 22 hasta 30	5	6,5	16	15,7	4,5	2,3	0,16	0,25
			7,5	19	18,6	5,5			
			9	22	21,6	7			
			10	25	24,5	8			
Más de 17 hasta 22	Más de 30 hasta 38	6	(7,5)	(19)	18,6	(5)	2,8		
			9	22	21,6	6,5			
			10	25	24,5	7,5			
			11	28	27,3	8,5			
			13	32	31,4	10,5			
Más de 22 hasta 30	Más de 38 hasta 44	8	(9)	(22)	21,6	(6)	3,3	0,16	0,25
			11	28	27,3	8			
			13	32	31,4	10			
			15	38	37,1	12			
Más de 30 hasta 38	Más de 44 hasta 50	10	13	32	31,4	10	3,3	0,25	0,40
			15	38	37,1	12			
			16	45	43,1	13			
			17	55	50,8	14			
Más de 38 hasta 44	Más de 50 hasta 58	12	19	65	59,1	16			

Observación. Las dimensiones entre paréntesis, no utilizarlas si es posible.

Chaveta semicir. 6 × 10 GOST 8795—68.

Ejemplos de colocación de las chavetas semicirculares se exponen en la figura 269, *a—c* (árboles cónicos) y 269, *d, e* (árboles cónicos).

Valiéndose de las chavetas semicirculares puede crearse un tope para apretar los cubos en el árbol cilíndrico (vistas *b, c*), con un pequeño esfuerzo axial de trabajo.

8.1.3 Ajustes

En la tabla 18 se insertan los ajustes de las chavetas según las GOST 7227—58.

Tabla 18

Ajustes de las chavetas guía, semicirculares y prismáticas

Ajuste en la ranura del árbol	Desviaciones límite de las dimensiones: chavetas	Desviaciones límite de las dimensiones: chaveteros	Ajuste en la ranura del cubo	Desviaciones límite de las dimensiones de la ranura del cubo	Designación
Adherente	Ar_3	ECh	Corredizo	Ag_3	Producción en serie e individual
Exacto	H_3		Con holgura	ECh	Producción en masa
			Con holgura	Ag_3	Chavetas guía

Las desviaciones límite en μ para los ajustes de chaveta se exponen en la tabla 19.

Tabla 19

Desviaciones límite de las chavetas y ranuras

Anchura de la chaveta b en mm	Chaveta			Ranura del árbol		Ranura del cubo		
	Ar_3	H_3		ECh		ECh_1		Ag_3
		super.	infer.	super.	infer.	super.	infer.	
1—3	—20	—7	—32	—10	—50	+55	+10	+20
3—6	—25	—11	—44	—10	—55	+65	+15	+25
6—10	—30	—15	—55	—15	—65	+75	+20	+30
10—18	—35	—20	—70	—20	—75	+85	+25	+35
18—30	—45	—25	—85	—25	—90	+100	+30	+45
30—50	—50	—32	—100	—32	—105	+120	+35	+50
50—80	—60	—40	—120	—40	—125	+140	+40	+60
80—120	—70	—50	—140	—50	—150	+160	+45	+70

La profundidad t de la ranura en el árbol y t_1 en el casquillo se ejecuta por la clase de precisión Ag_5, la longitud de la chaveta y del chavetero en el árbol, respectivamente por las clases Ar_7 y Ag_3.

La norma no se propaga a los ajustes de chaveta con elección o ajuste de las chavetas, así como a los encajes especiales.

8.1.4 Tensiones admisibles

Las chavetas de designación habitual se fabrican de aceros al carbono 45; 50; 60 de metales laminados claros o de perfiles puramente estirados. En las uniones cargadas se colocan chavetas de aceros aleados, por ejemplo, aceros 40J con tratamiento térmico de hasta *HRC* 35—45. Las chavetas tratadas térmicamente se rectifican por las facetas de trabajo.

Las dimensiones b, h de las chavetas se eligen según sea el diámetro del árbol, sobre la base de la tabla 15. La longitud de la chaveta se hace por término medio $l = (0,6 \div 1)\,D$ (donde D es el diámetro del árbol). Se hace el cálculo comprobador al aplastamiento por las facetas laterales de la chaveta, bajo la acción del esfuerzo circunferencial P_{cir}:

$$\sigma_{aplas} = \frac{P_{cir}}{kl_{tr}} \approx 10^3 \frac{2M_{tor}}{Dkl_{tr}}\ [\text{kgf/mm}^2], \qquad (15)$$

donde M_{tor} es el momento torsional que transmite la unión en kgf·m; D es el diámetro de encaje en mm; l_{tr} es la longitud de la superficie de trabajo de las chavetas en mm. La altura de las superficies de trabajo de las chavetas (véase la tabla 15) es

$$k = h - t - c + 0,5D\left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{b}{D}\right)^2}\right] \approx 0,5h\ [\text{mm}].$$

Las tensiones admisibles dependen del material de la unión, del carácter de la carga y del tipo de ajuste. Para las uniones *apretadas* los valores aproximados de σ_{aplas} se insertan en la tabla 20.

Para las uniones *holgadas* (chavetas guía), estas cifras disminuyen 2—3 veces.

Tabla 20

Material del cubo	Carga		
	de reposo	cíclica	de impacto
	σ_{aplas} en kgf/cm²		
Acero $HRC < 30$	1,5—2,0	1,0—1,5	0,5—1,0
Acero $HRC > 30$	3,0—4,0	2,0—3,0	1,0—2,0
Fundición	1,0—1,2	0,8—1,0	0,5—0,8

8.1.5 Apriete de fuerza

Una gran importancia para la fiabilidad del trabajo de la unión por chaveta tiene el *apriete de fuerza*.

Las fuerzas de rozamiento entre el extremo del cubo y el ribete de tope del árbol reciben una parte del momento torsional, descargando la chaveta. A cargas cíclicas las fuerzas de rozamiento oponen resistencia eficazmente a los microdesplazamientos angulares del cubo respecto al árbol, previniendo el desgaste y la rotura de las facetas laterales de la chaveta y la acritud en las superficies de encaje.

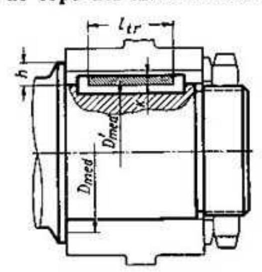


Fig. 270. Esquema de cálculo

Determinemos la parte del momento torsional transmitido en las uniones por chaveta por la fuerza de apriete. Limitémonos al cálculo de las fuerzas de rozamiento en el ribete de tope.

El momento torsional transmitido por las fuerzas de rozamiento en el ribete es igual a

$$M_{tor} = \frac{P_{apr} f D_{med}}{2}, \qquad (16)$$

donde D_{med} es el diámetro medio del ribete (fig. 270); f es el coeficiente de rozamiento en la superficie de tope del ribete.

La fuerza de apriete es

$$P_{apr} = \sigma_{aplas} \pi D_{med} h,$$

donde σ_{aplas} es la tensión de aplastamiento en la superficie del ribete; h es la altura del ribete.

Sustituyendo P_{apr} en la ecuación (16), obtenemos

$$M_{tor} = \frac{\sigma_{aplas} \pi D_{med}^2 h f}{2}. \qquad (17)$$

El momento torsional transmitido por la chaveta, conforme a la ecuación (15), es

$$M'_{tor} = \frac{\sigma'_{aplas} l_{tr} k D'_{med}}{2}, \qquad (18)$$

donde σ_{aplas} es la tensión de aplastamiento en la superficie de trabajo de la chaveta (en la figura está rayada); D'_{med} es el diámetro medio de aplicación de la fuerza circular; k y l_{tr} son la altura y longitud de trabajo de la chaveta.

Conforme a las fórmulas (17) y (18)

$$\frac{M_{tor}}{M'_{tor}} = \frac{\sigma_{aplas}}{\sigma'_{aplas}} \cdot \frac{D_{med}^2 h}{D'_{med} l_{tr} k} f\pi.$$

Tomando $D_{med} \approx D'_{med}$; $h = 2k$; $l_{tr} = 0{,}6 D'_{med}$; $f = 0{,}1$, obtenemos

$$\frac{M_{tor}}{M'_{tor}} = \frac{\sigma_{aplas}}{\sigma'_{aplas}}.$$

La tensión σ_{aplas} en la superficie del ribete se determina por la resistencia al aplastamiento de los materiales del árbol y del cubo. Para los aceros térmicamente tratados es admisible $\sigma_{aplas} = 20$ kgf/mm².

La tensión calculada de aplastamiento en la superficie de la chaveta, habitatualmente, no excede 5 kgf/mm². Por consiguiente,

$$\frac{M_{tor}}{M'_{tor}}=\frac{20}{5}=4.$$

De este modo, la parte predominante del momento torsional se transmite por el rozamiento. El apriete de fuerza varía cardinalmente las condiciones de trabajo de la unión, transformándola, en esencia, en unión por fricción, donde la chaveta desempeña un papel auxiliar, garantizando sólo al cubo de la rotación.

En las uniones cónicas apretadas, la chaveta prácticamente está completamente descargada de los esfuerzos circunferenciales.

El mayor apriete de fuerza, se asegura con tuercas anulares (fig. 271, *a*). El apriete de la chaveta con tornillo de apriete (vista *b*) es insuficiente. El apriete de la chaveta colocada con inclinación

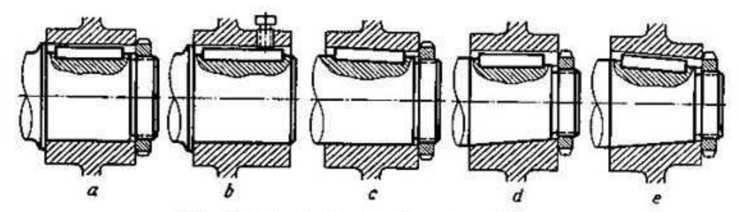


Fig. 271. Apriete de uniones por chaveta

en el árbol (vista *c*), provoca el descentrado de la unión y el aumento de las tensiones de rotura en el cubo.

En los árboles cónicos la chaveta se coloca paralelamente al eje del árbol (vista *d*), o paralelamente a la generatriz del cono (vista *e*). El segundo procedimiento, que complica el mecanizado de las ranuras inclinadas en el cubo y en el árbol, se utiliza sólo en los conos de gran longitud y pendientes (conicidad K — 1 : 10), cuando al colocar las chavetas paralelamente al eje del árbol, los bordes de la chaveta salen de las ranuras en el árbol y en el cubo. En estos casos es más fácil emplear chavetas de altura aumentada.

En la figura 272 se muestran diversidades constructivas del apriete axial.

En las colocaciones extremas, con frecuencia, se aplican tuercas arandela que aprietan la pieza acoplada directamente (vista *a*), a través de arandelas (vista *b*) o de manguitos espaciadores (vista *c*). Con este mismo procedimiento se aprietan las piezas en las colocaciones intermedias (vista *d*).

El apriete con tuercas hexagonales instaladas en el rabo del árbol (vista *e*), aumenta las dimensiones axiales de la construcción.

En los árboles huecos se aplican tuercas interiores (vistas *f—h*). la fuerza de apriete de las cuales es algo menor que la de las tuercas arandela. Aún es más débil el apriete con tornillo central (vista *i*) o con varios tornillos algo desplazados del centro (vista *j*).

En las vistas *k*, *l* se presenta el apriete por arandelas centradas. La construcción *l* es más preferible, si es necesario disminuir las dimensiones axiales.

Para simplificar el desmontaje, particularmente en las uniones con encajes adherentes, así como en las uniones cónicas, se introdu-

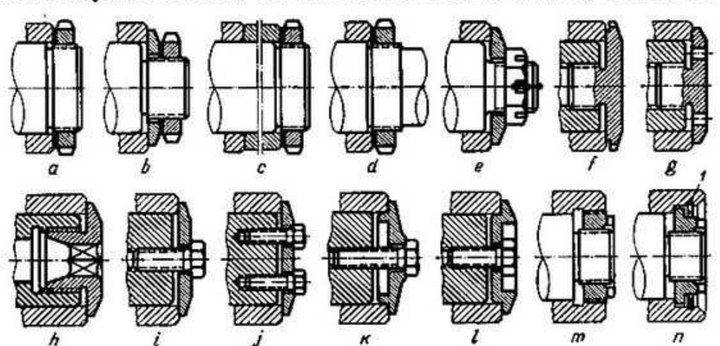


Fig. 272. Diversidades constructivas del apriete axial

cen dispositivos extractores, por ejemplo, tuercas con rosca diferencial (vista *m*). En la construcción *n* la tuerca al desenroscarla extrae el cubo, apoyándose en el retén anular *1*.

8.1.6 Reglas para diseñar

Al determinar el diámetro exterior del cubo se debe tener en cuenta que el chavetero penetra en el cubo a la distancia

$$\rho = \sqrt{\left(\frac{D}{2} + t_1\right)^2 + \frac{b^2}{4}}.$$

Las relaciones mínimas de D_{aplas}/D, que garantizan la resistencia mecánica del cubo en el sector de disposición de la ranura, se exponen en la figura 273.

El diámetro de los cubos de fundición puede disminuirse reforzando sólo los sectores de disposición de los chaveteros con engrosamientos locales (fig. 274, *a*) o con nervios (fig. 274, *b*).

Las chavetas con encaje adherente en la ranura son inseparables, lo que conviene tener en cuenta al colocar piezas con agujero sin ranura liso (por ejemplo, los cojinetes de contacto rodante) en árbo-

les escalonados. En la construcción según la figura 275, *a* el montaje no es posible, ya que la salida de la chaveta (dimensión *s*) impide la colocación del cojinete. Para el montaje sin obstáculos el diámetro *D* del escalón (vista *b*) debe ser

$$D > d + 2t_1,$$

donde *d* es el diámetro de la unión por chaveta; t_1 es la altura de salida de la chaveta.

El salto de los diámetros se puede disminuir si se aleja el escalón del extremo de la chaveta a la distancia *l*, algo mayor que la anchura *B* del cojinete (vista *c*). Entonces aparece la posibilidad de colocar el cojinete a través de la chaveta, excéntricamente, después de lo cual se nivela en el sector liso del árbol y se encaja en el escalón. El diámetro *D* del escalón, en este caso, debe ser

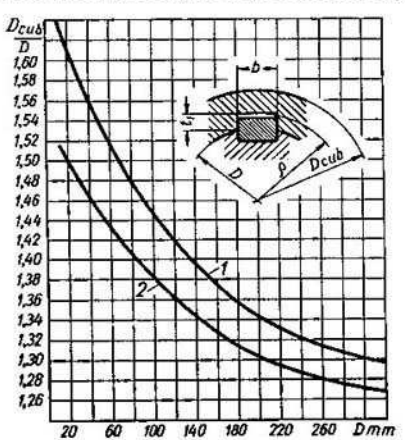


Fig. 273. Valores mínimos de D_{cub}/D para los cubos de fundición (*1*) y de acero (*2*)

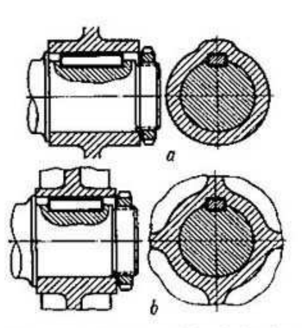


Fig. 274. Refuerzo local de los cubos

$$D > d + t_1.$$

Lo más fácil en estas uniones es el empleo de chavetas insertadas.

Conviene evitar la colocación de varias piezas acopladas en los árboles lisos, en distintas chavetas rehundidas (fig. 276, *a*). Los errores inevitables de la disposición angular de los chaveteros en el árbol dificultan, y a veces hacen imposible, la introducción sucesiva de las piezas acopladas en el árbol. Es más conveniente montar las piezas en una chaveta (fig. 276, *b*).

Para la posibilidad del desmontaje de las chavetas con ajuste adherente se prevé un agujero fileteado para el tornillo extractor (fig. 277, *a*), se coloca la chaveta en la ranura, fresada con fresa de disco, de la cual puede extraerse la chaveta con un esfuerzo axial

(vista *b*), o se hace en la chaveta una sesgadura que permite hacer saltar la chaveta con un esfuerzo radial (vista *c*).

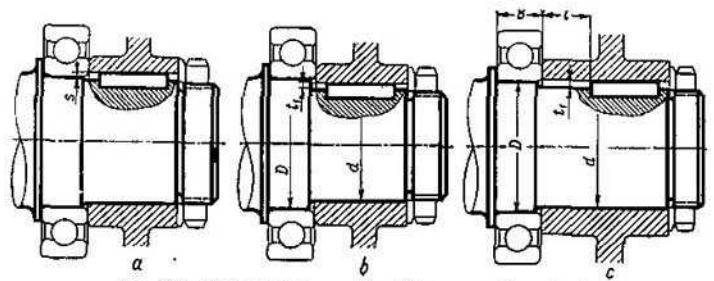


Fig. 275. Uniones inseparables (*a*) y separables (*b*, *c*)

La colocación de piezas, aplicable a veces al transmitir grandes momentos torsionales, en dos o tres chavetas dispuestas bajo ángulo (fig. 278), tecnológicamente no es conveniente. Es difícil mantener

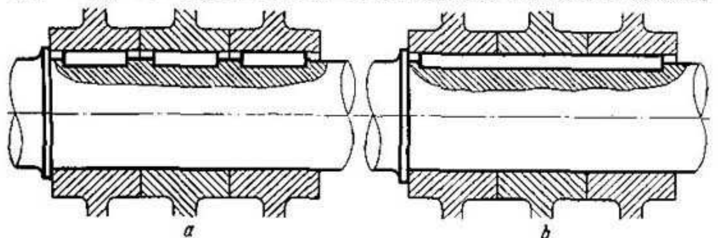


Fig. 276. Montaje de piezas acopladas en un árbol liso

iguales ángulos de disposición de las ranuras en el árbol y en el cubo. Como regla general, es necesaria una operación laboriosa de ajuste de las chavetas; una de las chavetas (*1*) como resultado del

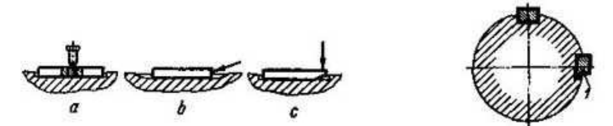


Fig. 277. Desmontaje de chavetas rehundidas

Fig. 278. Colocación en dos chavetas

ajuste casi siempre resulta escalonada. En estos casos, es mejor emplear una chaveta de sección aumentada o, si lo permiten las dimensiones, alargar el cubo y la chaveta.

8.1.7 Construcciones especiales

En la figura 279 se muestran procedimientos para reforzar el empotramiento de las chavetas y prevenir su arranque del chavetero.

El aumento de la anchura de las chavetas (fig. 279, *1*) permite, conservando la altura de las facetas de trabajo, desarrollar la super-

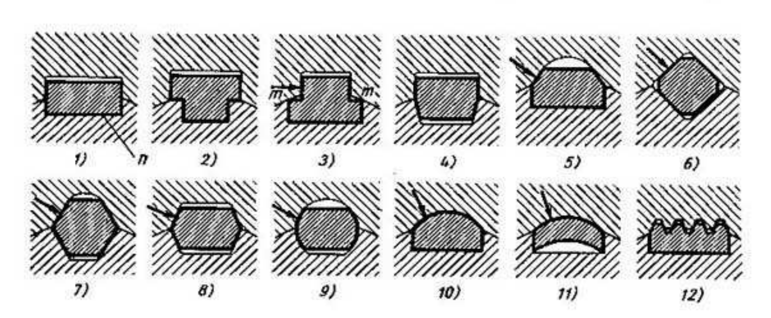


Fig. 279. Chavetas especiales

ficie de apoyo *n*, elevar la estabilidad de sujeción de la chaveta y disminuir las dimensiones radiales de la unión.

En la construcción de chavetas en forma de T (vista *2*) la estabilidad se ha logrado con el tope de la chaveta en el rebajo plano del árbol, en la construcción *3*, por el tope de los extremos de la chaveta en la pared *m* del agujero, en la construcción *4*, por el encaje de la chaveta en la ranura cuneiforme.

En la construcción *5* (chavetas trapezoidales), *6—8* (chavetas multifacéticas), *9* (chavetas redondas) y *10*, *11* (chavetas semirredondas) el esfuerzo cincunferencial comprime la chaveta a las paredes del chavetero con una fuerza proporcional a la magnitud del momento torsional transmitido.

Las chavetas de peine (vista *12*) con superficie portante aumentada se emplean en los casos en que el cubo se ha ejecutado de material blando.

En las uniones intensamente cargadas, la chaveta, a veces, se sustituye por una espiga ejecutada de una sola pieza con el árbol o con el cubo.

En la construcción según la figura 280, *a* la espiga se ha fresado en el árbol y entra en la ranura del agujero practicado con una brocha de perfil.

En la construcción según la figura 280, *b* la espiga se ha ejecutado en el manguito con ayuda de una brocha perfilada y entra en la ranura fresada en el árbol.

Estas construcciones son, en esencia, la etapa transitoria a las uniones por estrías, distinguiéndose de ellas por su menor resistencia mecánica. Por cuanto en uno y otro caso es necesaria la fabricación de brochas perfiladas, es más ventajoso emplear uniones por estrías.

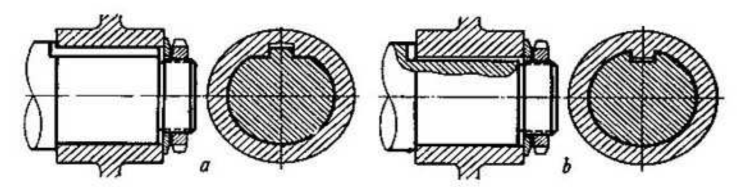


Fig. 280. Chavetas hechas de una sola pieza con el árbol

8.1.8 Rotulación de las dimensiones en los dibujos industriales de uniones por chaveta

Se utilizan tres procedimientos para rotular la dimensión de la profundidad de la ranura en el árbol: desde el punto extremo del diámetro del árbol, opuesto a la disposición de la ranura (fig. 281, *a*), desde el borde de la superficie cilíndrica del árbol, más próximo a la ranura (vista *b*) y desde el punto extremo del diámetro que se encuentra en el eje de simetría de la ranura (vista *c*).

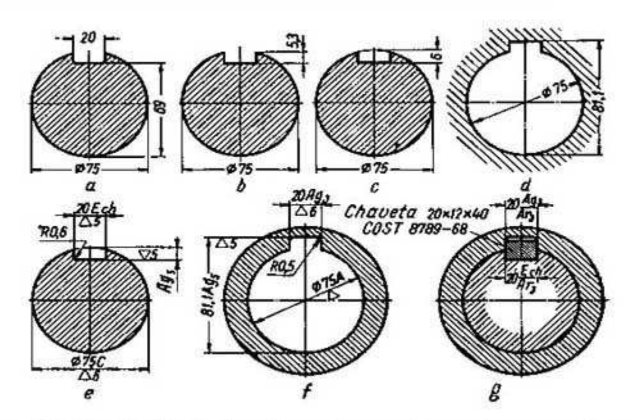


Fig. 281. Rotulación de las dimensiones en las uniones por chaveta

El tercer sistema es el más correcto que se deduce directamente de los procedimientos de medida de la profundidad de la ranura en las piezas ejecutadas. La profundidad de la ranura en los árboles de responsabilidad se mide con medidor de profundidad micrométrico con prisma, que se apoya sobre la superficie cilíndrica del árbol (fig. 282, *a*). La profundidad de la ranura se determina como la diferencia de las indicaciones del medidor de profundidad en la posición representada en la figura y en cualquier sector liso de la superficie del árbol.

La exactitud de la medida se controla con la aplicación de un calibre sobre la superficie cilíndrica del árbol (fig. 282, *b*).

De este modo, en ambos casos se determina la profundidad de la ranura en relación con el diámetro del árbol.

La profundidad de la ranura en el cubo es más correcto determinarla por la dimensión desde el punto del diámetro opuesto a la ranura (véase la fig. 281, *d*) que es fácil de comprobar con compás de varas o con compás micrométrico de interiores.

En la figura 281 se exponen ejemplos de rotulación desplegada de las dimensiones en el árbol de chaveta (vista *e*), en el cubo (vista *f*) y en la unión montada (vista *g*).

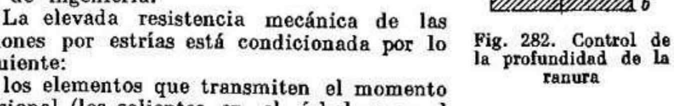


Fig. 282. Control de la profundidad de la ranura

8.2. Uniones por estrías

Las uniones por estrías son considerablemente más ventajosas que las por chaveta, en lo que se refiere a la resistencia mecánica y exactitud, y reúnen mejores requerimientos de ingeniería.

La elevada resistencia mecánica de las uniones por estrías está condicionada por lo siguiente:

los elementos que transmiten el momento torsional (los salientes en el árbol y en el agujero), se han ejecutado de una misma pieza respectivamente con el árbol y con las paredes del agujero;

el número de elementos que transmiten el momento torsional es mayor, en tanto que los esfuerzos que actúan en los elementos son correspondientemente menores;

La concentración de tensiones en la base de las estrías es menor que en las ranuras de la unión por chaveta.

Las chavetas requieren habitualmente ajuste individual, debido a la inexactitud de fabricación de las ranuras («rotura» de las ranuras con la fresa). La fabricación de las uniones por estrías, por ser una operación puramente de máquina, es más productiva y, a pesar de la necesidad de emplear herramientas especiales, a fin de cuentas es más barata.

Los métodos modernos de mecanizado de las estrías interiores (brochado; fresado de las superficies centradoras) y de las estrías exteriores (fresado con fresas sin fin y cepillado con mortajadores por método de rodado; brochado exterior; rectificado de las superficies centradoras y de las facetas de trabajo de las estrías) garantizan una alta exactitud y la intercambiabilidad de las piezas estriadas.

En la construcción de maquinaria se emplean estrías de perfil rectangular (de perfil de flanco recto) (fig. 283, *a*), de evolvente (*b*), triangulares (*c*) y trapezoidales (*d*).

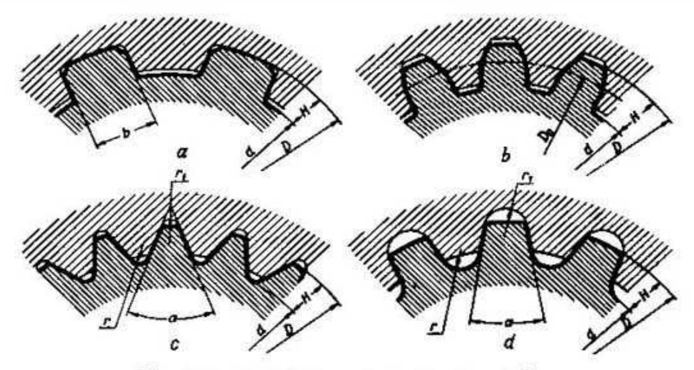


Fig. 283. Variedades principales de estrías

8.2.1 Estrías de perfil de flanco recto

Las uniones por estrías de perfil de flanco recto se centran por los diámetros exterior o interior o bien por las facetas laterales de las estrías.

El centrado *por el diámetro exterior* es el más exacto y simple (fig. 284, *a*). El diámetro exterior de las estrías del árbol se recti-

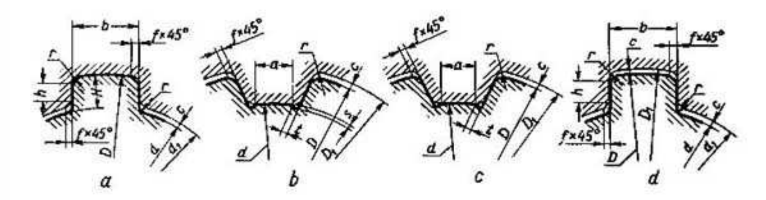


Fig. 284. Centrado de las uniones por estrías

fica en una rectificadora de piezas cilíndricas. La conjugación de este diámetro con las cavidades (espacios interdentales) del agujero, elaboradas por brochado, garantiza un centrado fiable.

Los ángulos entrantes de las cavidades del agujero y del árbol se ejecutan por el radio $r = (0{,}1 \div 0{,}15)\,H$, donde H es la altura de las estrías $\left(H = \frac{D-d}{2}\right)$. En los ángulos de las estrías se hacen chaflanes bajo un ángulo de 45° con cateto f, algo mayor que r.

Los diámetros no centradores se ejecutan: d_1, por la clase Ag_5, d, por la clase H_4. Por la superficie interior de la unión queda una holgura c determinada por la diferencia de los campos de tolerancias según estas clases.

El centrado *por el diámetro interior* (vista *b*) se emplea cuando la pieza externa se somete a tratamiento térmico hasta la dureza $HRC > 40$. Corregir la deformación inevitable en el tratamiento térmico y obtener una superficie centradora exacta se puede sólo con el rectificado del diámetro interior del agujero, en tanto que

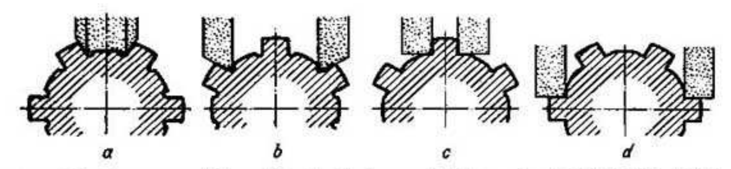


Fig. 285. Esquemas del rectificado de las cavidades y facetas laterales de las estrías

las superficies precisas en el árbol, sólo rectificando las cavidades entre las estrías. Estas últimas se rectifican con muelas de perfilar con avance longitudinal (fig. 285, *a*). Habitualmente, en este caso, se rectifican también las facetas laterales de las estrías.

Al rectificar según los esquemas de la figura 285, *a*, *b* para la salida de los bordes de la muela de rectificar en los ángulos entrantes de las cavidades son necesarias ranuras internas, que se obtienen dando a los dientes de la fresa sin

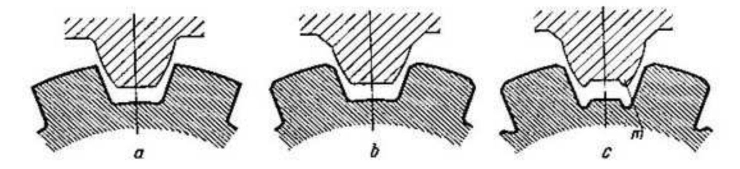


Fig. 286. Perfiles del diente de corte de una fresa sin fin al elaborar estrías:
a, con redondeos en la base de las estrías; *b*, con redondeos y chaflanes en los bordes de las estrías; *c*, con ranuras y chaflanes

fin unas aletas generadoras *m* (fig. 286, *c*). Las dimensiones de las ranuras se determinan por las GOST 1139—58.

Estas ranuras provocan concentración de tensiones en la base de las estrías. Es más favorable la forma de transición según la figura 284, *c*, obtenida con el rectificado según los esquemas de la figura 285, *c*, *d*.

Los diámetros no centradores se ejecutan: D_1, por la clase H_5, D, por la clase H_4. Por la superficie exterior de la unión se forma una holgura c, determinada por la diferencia de los campos de las tolerancias según estas clases.

El centrado *por las facetas laterales de las estrías* (véase la fig. 284, *d*) se aplica:

a) en las uniones que necesitan una rigurosa rectilinealidad y planicidad de las facetas laterales de las estrías (por ejemplo, en las uniones guías móviles);

b) en las uniones, donde la pieza acoplada se calienta en el trabajo o se somete a la distensión por la acción de las fuerzas centrífugas (rotores de altas revoluciones), como resultado de lo cual aumentan las dimensiones del agujero de encaje. El centrado por las facetas laterales permite mantener la corrección del encaje de la pieza en el árbol.

Las facetas laterales de las estrías del árbol se suelen rectificar. En la base de las estrías se prevén ranuras (fig. 284, *b*, *c*).

El centrado por las facetas laterales es aplicable sólo en los casos en que el cubo se ha ejecutado de material con dureza $HRC < 40$, es decir cuando el brochado puede servir de operación definitiva del mecanizado del agujero.

Los diámetros se ejecutan: D_1, por la clase H_5, D y d, por la clase H_4, d_1, por la clase Ag_5. En las superficies exterior e interior de la unión se forman holguras c, (fig. 284, *d*), cuya magnitud se determina por la diferencia de los campos de tolerancias según estas clases.

8.2.1.1 Series de uniones por estrías

Las GOST 1139—58 establecen tres series de uniones por estrías: ligera, mediana y pesada que se diferencian entre sí por las dimensiones y número de estrías.

En la tabla 21 se exponen los parámetros de las uniones (z es número de estrías, d, el diámetro interior, D, el exterior, b, la anchura de las estrías).

La serie ligera, que tiene la menor altura de las estrías, está designada preferentemente para las uniones inmóviles que transmiten un pequeño momento torsional a una carga de reposo sin impacto; la serie mediana está destinada para las uniones inmóviles y móviles que transmiten momentos torsionales medios a una carga de reposo o pulsante; la serie pesada, que se distingue por el mayor número y altura de las estrías, sirve para condiciones tensadas de trabajo.

Tabla 21

Serie ligera		Serie mediana		Serie pesada	
$z \times d \times D$	b	$z \times d \times D$	b	$z \times d \times D$	b
6 × 23 × 26	6	6 × 11 × 14	3	10 × 16 × 20	2,5
6 × 26 × 30	6	6 × 13 × 16	3,5	10 × 18 × 23	3
6 × 28 × 32	7	6 × 16 × 20	4	10 × 21 × 26	3
8 × 32 × 36	7	6 × 18 × 22	5	10 × 23 × 29	4
8 × 36 × 40	7	6 × 21 × 25	5	10 × 26 × 32	4
8 × 42 × 46	8	6 × 23 × 28	6	10 × 28 × 35	4
8 × 46 × 50	9	6 × 26 × 32	6	10 × 32 × 40	5
8 × 52 × 58	10	6 × 28 × 34	7	10 × 36 × 45	5
8 × 56 × 62	10	8 × 32 × 38	6	10 × 42 × 52	6
8 × 62 × 68	12	8 × 36 × 42	7	10 × 46 × 56	7
10 × 72 × 78	12	8 × 42 × 48	8	16 × 52 × 60	5
10 × 82 × 88	12	8 × 46 × 54	9	16 × 56 × 65	6
10 × 92 × 98	14	8 × 52 × 60	10	16 × 62 × 72	6
10 × 102 × 108	16	8 × 56 × 65	10	16 × 72 × 82	7
10 × 112 × 120	18	8 × 62 × 72	12	20 × 82 × 92	6
		10 × 72 × 82	12	20 × 92 × 102	7
		10 × 82 × 92	12	20 × 102 × 115	8
		10 × 92 × 102	14	20 × 112 × 125	9
		10 × 102 × 112	16		
		10 × 112 × 125	18		

8.2.1.2 Ajustes

Conforme a las GOST los ajustes por las superficies centradoras (diámetros exterior, interior, facetas laterales de las estrías) se establecen por el sistema de agujero del número de ajustes estandartizados para las superficies cilíndricas lisas.

Centrado por el diametro exterior. Las desviaciones límite para los agujeros se establecen por las clases de precisión Ag y Ag_3.

El ajuste por el diámetro centrador D depende de las condiciones de trabajo de la unión. Para las uniones inmóviles permanentes o raramente desarmables, se emplean los ajustes *Ap* o *Ad*, para las fácilmente desarmables, C y C_{2a}, para las móviles, S, H, *He* y *Fe*.

Además del ajuste por el diámetro centrador, se menciona el carácter del ajuste por las facetas laterales de las estrías: U para la anchura de las ranuras en el agujero y S para el espesor de las estrías del árbol. Las desviaciones límite se establecen por las clases de precisión; para las ranuras del agujero U_1; U_2; U_3; U_4, para las estrías del árbol S_1; S_2; S_{2a}; S_3.

Se emplean los ajustes; exacto S_1E, corredizo, S_1C y S_2C, con holgura S_1H y S_2H y con holgura ligera S_2Hl.

En la tabla 22 se exponen las combinaciones de los ajustes según D y b admisibles por las condiciones del montaje.

Tabla 22

Agujero	Ag			Ag_3		
Ranura	U_3			U_4		
Arbol	Ap	E C C_{2a}	E; C C_{2a}; S; H; Hl	C C_{2a}	Hl Fe H	Hl_{2a}
Estría	S_1E S_2E	S_1E S_1C S_2C	S_1H S_2H	S_2H S_2Hl	S_2H S_2Hl	S_2Hl S_2Hl

En la tabla 23 se insertan las combinaciones de los ajustes recomendables.

Tabla 23

Agujero	Ag		
Ranura	U_3		
Arbol	E	H	H; Hl
Estría	S_1E	S_1H	. S_2H

La designación de la unión por estría con centrado por el diámetro exterior consta del signo del diámetro centrador D y de los parámetros fundamentales de la unión $(z \cdot d \cdot D)$.

Además, se indica: para los agujeros, las clases de precisión del diámetro centrador y las anchuras de las ranuras; para los árboles, los ajustes por el diámetro centrador y por las facetas de las estrías.

Es más conveniente la designación desplegada con rotulación de las dimensiones y la finura del acabado de las superficies de los elementos de la unión. Complementariamente se traza en forma de observación y en escala aumentada el perfil de la estría y de la cavidad para la rotulación de los elementos diminutos constructivos.

Las GOST 1139—58 no previenen los ajustes de estrías a presión. En caso de necesidad se emplean los ajustes a presión destinados para las superficies lisas cilíndricas.

Pueden ejecutarse los ajustes a presión, utilizando una herramienta de corte estandartizada calculada para los ajustes centradores. Para esto la pieza externa antes del brochado se calienta hasta 80—150° C. Después del enfriamiento el diámetro del agujero disminuye hasta la magnitud suficiente para la apretura de la unión. La unión se monta bajo prensa en frío o calentando la pieza externa (o enfriando el árbol).

El calentamiento de la pieza antes del brochado a cada 10° C asegura en la unión una apretura diametral de ~1 μ para cada 10 mm de diámetro. Por ejem-

plo, al calentar una pieza con diámetro de encaje 80 mm hasta 120° C en la unión resulta una apretura de ~0,1 mm.

Centrado por el diámetro interior. Las desviaciones límite para los agujeros se establecen por las clases de precisión Ag y Ag_{2a}. Los ajustes por el diámetro centrador son: Ap; E; C (C_{2a}); S; H; Hl (Hl_{2a}). Las desviaciones límite para las ranuras son U_1 y U_2; para las estrías, S_1 y S_2.

Los ajustes según las facetas laterales de las estrías: S_1E, S_1C; (S_2C); S_1H; (S_2H); S_2Hl.

En la tabla 24 se insertan las combinaciones de los ajustes según d y b admisibles por las condiciones de montaje.

Tabla 24

Agujero	Ag		Ag; Ag_{2a}	Ag_{2a}		
Ranura	U_1			U_3		
Arbol	Ap; E	E; C; C_{2a}	E; C; C_{2a}; S; H; Hl	C_{2a}	Hl	Hl_{2a}
Estría	S_1E	S_1C	S_1H	S_2C	S_2H	S_2Hl

Las combinaciones recomendables se aportan en la tabla 25.

En la designación de la unión por estría se introduce el signo de la superficie centradora d.

Centrado por las facetas laterales. Las desviaciones límite para las ranuras se establecen por las clases de precisión U_3 y U_4. Las desviaciones límite de las estrías por S_1; S_2. Los ajustes por las facetas de las estrías S_1E (S_2E); S_1H (S_2H).

Tabla 25

Agujero	Ag		
Ranura	U_1		
Arbol	E	H	Hl
Estría	S_1E	S_1H	S_2H

Se admiten cualesquiera combinaciones de los campos de tolerancias de la ranura y de la estría. Las combinaciones recomendables son $U_3 - S_1E$; $U_3 - S_1H$.

En la designación se introduce el signo de la superficie centradora b.

8.2.1.3 Rotulación de las dimensiones de las uniones por estrías

Los procedimientos para rotular las dimensiones en los dibujos industriales de las uniones por estrías se dan en la tabla 26.

Designación	Proyección	Centrado: por el diámetro exterior	Centrado: por el diámetro interior	Centrado: por las facetas laterales
En las piezas	Agujero: vista lateral			
	vista superior			
	Arbol: vista lateral			
	vista superior			
En las piezas desplegadas	Agujero			
	Arbol			
De elementos pequeños	Agujero			
	Arbol			

Designación	Proyección	Centrado		
		por el diámetro exterior	por el diámetro interior	por las facetas laterales
En las piezas montadas	Vista lateral			
	Vista superior			

8.2.2 Estrías de evolvente

Las estrías de evolvente (véase la fig. 283, *b*) representan dientes de perfil de evolvente que se caracteriza por el módulo m y el ángulo de engrane α_0. El centrado se realiza por las facetas laterales. El ajuste puede ser con apretura, con holgura o centrador. Raramente se aplica el centrado por el diámetro exterior de las estrías.

Las estrías de evolvente poseen las siguientes ventajas ante las de perfil de flanco recto:

a) la resistencia mecánica de las estrías de evolvente es mayor: a la flexión, gracias al mayor espesor del perfil del diente en la base, al aplastamiento, gracias al mayor número de dientes por la circunferencia;

b) las estrías de evolvente se mecanizan con alta precisión en maquinaria para el tallado de engranajes por el método de engendrado, valiéndose de fresas sin fin o (en los árboles cortos) con ayuda de mortajadores;

c) en contradicción con los dientes de perfil de flanco recto, para cuya fabricación se necesitan distintas fresas sin fin para cada dimensión de la unión, las estrías de evolvente de un mismo módulo se tallan con una fresa (o un mortajador);

d) el tipo de ajuste por las facetas laterales (a presión, exacto corredizo, con holgura) se puede variar, en ciertos límites, desplazando la herramienta de corte respecto al árbol;

e) con el ajuste exacto por las facetas laterales, las estrías quedan descargadas en sumo grado de la flexión (*flexión restringida*); la unión trabaja preferentemente a la cizalladura por la base de las estrías;

f) las estrías de evolvente pueden someterse a la corrección (desplazamiento de los contornos iniciales, variación del coeficiente de altura del diente) con el fin de elevar la resistencia mecánica y obtener los diámetros exteriores normales de la unión;

Tabla 27

m	1		1,5		2		2,5		3,5		5		7		10	
D en mm	z	x	z	x	z	x	z	x	z	x	z	x	z	x	z	x
12	11	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
13	12	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
15	14	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
17	16	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
20	18	0,5	12	0,25	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
22	20	0,5	14	—0,25	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
26	24	—	16	—0,25	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
28	26	0,5	18	—0,25	12	1,0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
30	28	0,5	18	0,75	14	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
32	30	0,5	20	0,25	14	1,0	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
35	34	—	22	0,25	16	0,5	12	1,25	—	—	—	—	—	—	—	—
38	36	0,5	24	0,25	18	—	14	0,25	—	—	—	—	—	—	—	—
40	38	0,5	26	—0,25	18	1,0	14	1,25	—	—	—	—	—	—	—	—
42	—	—	26	—0,75	20	—	16	—0,25	—	—	—	—	—	—	—	—
45	—	—	28	0,75	22	—0,5	16	1,25	—	—	—	—	—	—	—	—
50	—	—	32	0,25	24	—	18	1,25	—	—	—	—	—	—	—	—
55	—	—	36	—0,25	26	0,5	20	1,25	14	1,28	—	—	—	—	—	—
60	—	—	38	0,75	28	1,0	22	1,25	16	0,25	—	—	—	—	—	—
65	—	—	—	—	32	—0,5	24	1,25	18	—0,75	—	—	—	—	—	—
70	—	—	—	—	34	—	26	1,25	18	1,75	12	2,5	—	—	—	—
75	—	—	—	—	36	0,5	28	1,25	20	0,75	14	—	—	—	—	—
80	—	—	—	—	38	1,0	30	1,25	22	0,25	14	2,5	—	—	—	—
85	—	—	—	—	—	—	32	1,25	24	—1,25	16	—	—	—	—	—

90	—	—	—	—	—	—	34	1,25	24	1,25	16	2,5	—	—	—	—
95	—	—	—	—	—	—	36	1,25	26	0,25	18	—	—	—	—	—
100	—	—	—	—	—	—	38	1,25	28	—0,75	18	2,5	—	—	—	—
110	—	—	—	—	—	—	42	1,25	30	0,75	20	2,5	14	2,5	—	—
120	—	—	—	—	—	—	46	1,25	34	—1,25	22	2,5	16	0,5	—	—
130	—	—	—	—	—	—	50	1,25	36	0,25	24	2,5	18	—1,5	—	—
140	—	—	—	—	—	—	—	—	38	1,75	26	2,5	18	3,5	—	—
150	—	—	—	—	—	—	—	—	42	—0,25	28	2,5	20	1,5	14	—
160	—	—	—	—	—	—	—	—	44	1,25	30	2,5	22	—0,5	14	—
170	—	—	—	—	—	—	—	—	48	—0,75	32	2,5	24	—2,5	16	—
180	—	—	—	—	—	—	—	—	50	0,75	34	2,5	24	2,5	16	—
190	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	36	2,5	26	0,5	18	—
200	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	38	2,5	28	—1,5	18	—
220	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	42	2,5	30	1,5	20	5
240	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	46	2,5	34	—2,5	22	5
260	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	50	2,5	36	0,5	24	5
280	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	38	3,5	26	5
300	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	42	—0,5	28	5
320	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	30	5
340	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	32	5
360	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	34	5
380	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	36	5
400	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	38	5

g) las estrías de evolvente en los árboles pueden someterse a tratamiento de acabado (rasurado para los aceros mejorados o normalizados, rectificado para los aceros templados sometidos a tratamiento quimicotérmico), así como al engendrado endurecedor con laminadores dentados;

h) en las uniones que trabajan con torcimientos (*uniones compensadoras*), mediante el rasurado o rectificado en una mesa oscilante puede atribuirse a las estrías una forma abombada que asegura la libertad de los torcimientos.

Ya que la forma del agujero no permite el rectificado de las ranuras, las estrías de evolvente son aplicables, si el cubo tiene una dureza no mayor de *HRC* 40, con la cual aún es posible el mecanizado por brochado. Son una excepción los cubos sometidos a nitruración, con la cual no se producen prácticamente deformaciones, debido a lo cual el brochado puede ser la operación definitiva del tratamiento mecánico.

Las GOST 6033—51 establecen para las uniones por estrías de evolvente (tabla 27) el ángulo de engrane (ángulo del contorno inicial de la cremallera) $\alpha_0 = 30°$ y una serie de módulos en los límites de $m = 1 \div 10$. Para obtener diámetros exteriores normales, en ciertas uniones se introduce una corrección con coeficiente positivo o negativo de desplazamiento de la herramienta $x = 0{,}5\,[D - m\,(z + 1)]$ (donde z es el número de estrías, D es el diámetro exterior de las estrías).

La designación de la unión por estrías de evolvente consta de la letra Ev y los parámetros $D \cdot m \cdot z$ (diámetro exterior, módulo y número de dientes).

Si el centrado se efectúa por las facetas laterales, entonces se indica: para el aguejro, la clase de exactitud (de precisión) de las ranuras (S_3; S_{3a}; S_4); para el árbol, la clase de exactitud de los dientes y los ajustes (adherentes: S_3Ad, $S_{3a}Ad$; corredizos: S_3C, $S_{3a}C$; con holgura: S_3H, $S_{3a}H$; flojo: S_4Fl).

Ejemplos de designaciones:

agujeros

$$Ev.\ 60 \times 2{,}5 \times 22S_3;$$

árbol

$$Ev.\ 60 \times 2{,}5 \times 22S_3A$$

unión por estrías montada

$$Ev.\ 60 \times 2{,}5 \times 22\,\frac{S_3}{S_3A}.$$

8.2.3 Estrías triangulares

Las estrías de perfil triangular (véase la fig. 283, *c*) se emplean fundamentalmente en las uniones por estrías diminutas.

El ángulo α en la cúspide de la estría del árbol es habitualmente igual a 60°. El centrado se realiza por las facetas laterales.

Las estrías triangulares lo mismo que las estrías de evolvente se aplican en las uniones con cubos ejecutados de material no excesivamente duro.

Las estrías triangulares con redondeos de gran radio en la base de las estrías poseen una resistencia mecánica algo mayor a la flexión que las de evolvente.

Las estrías diminutas de perfil triangular pueden obtenerse en el árbol por laminado con ventaja en resistencia mecánica y productividad de fabricación.

Una variedad de las estrías triangulares son las estrías trapezoidales (véase la fig. 284, *d*) que se caracterizan por su pequeño ángulo

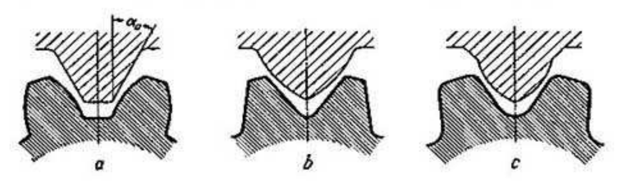


Fig. 287. Esquemas de fresado de estrías de evolvente *a*, triangulares *b* y trapezoidales *c*

α en la cúspide de la estría (40—60°) y los grandes redondeos en la base $[r = (0,5 \div 0,6)\ H]$.

Las estrías triangulares no están oficialmente normalizadas. Tienen sólo estandartización de departamento (en la industria de aviación y de tractores y automóviles).

Los esquemas para elaborar las estrías triangulares y de evolvente con ayuda de fresas sin fin, se muestran en la figura 287.

8.2.4 Uniones por estrías cónicas

Las uniones por estrías cónicas garantizan el centrado sin holgura; el cubo no necesita apoyo (como en las uniones cilíndricas apretadas); el apriete en cono previene la acritud y la trituración de las estrías.

No obstante, la fabricación de estas uniones es considerablemente más complicada que la de las cilíndricas.

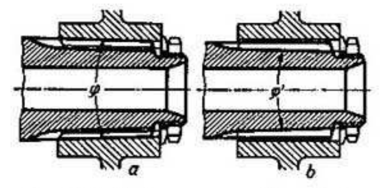


Fig. 288. Uniones por estrías cónicas

Al hacer el centrado por el diámetro exterior (fig. 288, *a*) en cono se ejecuta el árbol y las superficies de las cavidades en el agujero. Las cavidades en el agujero se brochan cada una aisladamente con brocha de una estría, bajo ángulo respecto del eje del agujero. En este caso, es difícil de mantener el paso preciso de las estrías. El ángulo de conicidad φ se hace igual a 3—5°.

Al hacer el centrado por el diámetro interior (fig. 288, *b*) las cavidades en el agujero se brochan con una brocha habitual de estrías múltiples; la superficie

interior de las estrías se rectifican en cono. Las cavidades en el arbol se rectifican en cono, valiéndose de muelas de perfil con avance longitudinal, bajo ángulo respecto al eje del árbol.

Para asegurar la suficiente altura de las estrías por la longitud de la unión, el ángulo φ' de conicidad de la superficie interior de las estrías se hace no mayor de 2° (conicidad $\sim 1:15$).

Las uniones de este tipo se aprietan con un esfuerzo tarado para evitar la pretensión y el surgimiento de elevadas tensiones de rotura en el cubo y de tensiones de aplastamiento en el cono centrador.

8.2.5 Resistencia mecánica de las estrías de distinto perfil

Sobre la base del aprecio comparativo de la resistencia mecánica de las estrías se ha aceptado lo siguiente:

a) la altura de las estrías es pequeña en comparación con el diámetro del árbol.

Esta hipótesis, que permite despreciar la curvatura de la circunferencia media de la unión por estrías y examinar las estrías como dispuestas en línea, está completamente justificada, ya que las relaciones usadas en la práctica de la altura H de las estrías respecto al diámetro D de la unión son muy insignificantes (por término medio $H/D = 0{,}05$);

b) la parte de las estrías que experimentan el momento torsional es la misma (se ha aceptado que la carga se reparte por igual entre todas las estrías).

Para las estrías rectangulares se supone que su anchura por la circunferencia media es igual a la anchura de las ranuras (estrías simétricas). Esta es la condición de igual resistencia de las estrías del árbol y del agujero y, al mismo tiempo, la condición para alojar un número máximo de éstas por la circunferencia de la unión y obtener tensiones mínimas en las estrías.

En las uniones cilíndricas, la resistencia mecánica de las estrías en el agujero resulta, con estos datos iniciales, algo mayor que en el árbol, debido al ensanchamiento de las estrías del agujero hacia la base.

8.2.5.1 Estrías de perfil de flanco recto

La resistencia al aplastamiento en la superficie de trabajo de la estría (fig. 289) es

$$\sigma_{\text{aplas}} = \frac{P}{hL} = \frac{P}{(H-2r)\,L}\,, \tag{19}$$

donde H es la altura total de la estría; h es la altura activa de la estría sin contar el redondeo de radio r en la base de la estría y el chaflán c en la faceta exterior de la estría (se ha tomado $r = c$); L es la longitud de las estrías.

La fuerza efectiva en las estrías es

$$P = \frac{M_{\text{tor}}}{Rz}\,,$$

donde M_{tor} es el momento torsional transmitido por la unión; R es el radio medio de las estrías; z es el número de estrías igual, por la hipótesis inicial, a $z = \frac{\pi R}{b}$ (b es la anchura de la estría).

Por consiguiente,

$$P = \frac{M_{tor} b}{\pi R^2} \qquad (20)$$

y

$$\sigma_{aplas} = \frac{M_{tor}}{\pi R^2 L} \cdot \frac{b}{H} \cdot \frac{1}{1 - 2\frac{r}{H}}.$$

Fig. 289. Esquema de cálculo

Denominemos b/H anchura relativa del perfil, y r/H, radio relativo de redondeo, e introduzcamos las designaciones $b/H = u$; $r/H = \rho_H$.

Tomando

$$\frac{M_{tor}}{\pi R^2 L} = 1, \qquad (21)$$

obtenemos la magnitud adimensional del *esfuerzo reducido de aplastamiento*

$$\sigma_{0\ aplas} = \frac{u}{1 - \rho_H}. \qquad (22)$$

El esfuerzo verdadero de aplastamiento es

$$\sigma_{aplas} = \sigma_{0\ aplas} \frac{M_{tor}}{\pi R^2 L}. \qquad (23)$$

Para determinar los esfuerzos de flexión aceptamos que la fuerza P se ha aplicado en el centro de la altura de la estría.

El esfuerzo de flexión en la sección peligrosa en la base de la estría es

$$\sigma_{flex} = k_{ef} \frac{3P(H - 2r)}{b^2 L},$$

donde k_{ef} es el coeficiente efectivo de concentración de tensiones.

Sustituyendo en esta expresión el valor de P de la ecuación (2), obtenemos

$$\sigma_{flex} = 3k_{ef} \frac{M_{tor}}{\pi R^2 L} \cdot \frac{1 - 2\rho_H}{u}.$$

El esfuerzo reducido de flexión $\left(\frac{M_{tor}}{\pi R^2 L} = 1\right)$ es

$$\sigma_{0\ flex} = 3k_{ef} \frac{1 - 2\rho_H}{u} = \frac{3k_{ef}}{\sigma_{0\ aplas}}. \qquad (24)$$

Para determinar la concentración de tensiones haremos uso del diagrama (fig. 290, *a*) que representa el coeficiente efectivo de concentración de tensiones k_{ef} para un vástago prismático de acero resistente, según los datos medianos de una serie de autores, en función de $\rho_b = r/b$.

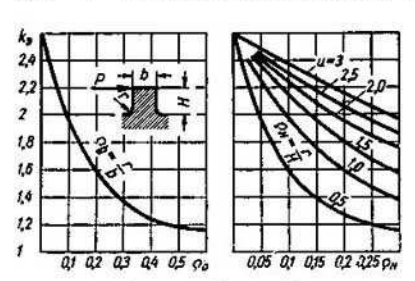


Fig. 290. Coeficiente efectivo de concentración de tensiones en el caso de flexión de una barra prismática

La designación adoptada $\rho_H = r/H$ está vinculada con la magnitud ρ_b por la correlación $\rho_H = u\rho_b$. El diagrama de k_{ef} reconstruido, conforme a esta correlación, se expone en la figura 290, *b*.

Como se ve por las expresiones (22) y (24), los esfuerzos de flexión y aplastamiento se determinan sólo por la anchura relativa de la estría u y por el radio relativo de redondeo ρ_H. *El número de estrías y sus dimensiones absolutas no tienen importancia.* Las uniones con pequeño número de estrías de grandes dimensiones y con gran número de estrías diminutas (fig. 291, *a*) son de igual resistencia, si los perfiles de las estrías son geométricamente semejantes.

Las estrías diminutas son más ventajosas. Como resultado de disminuir la altura de las estrías, para un diámetro medio prefijado de la unión disminuyen las dimensiones radiales de la misma y aumenta el diámetro interior del árbol y, por consiguiente, también su resistencia mecánica.

En la figura 292 se muestran los valores calculados por las fórmulas (22) y (24) de los esfuerzos reducidos de aplastamiento (ramal de la derecha) y de flexión (ramal de la izquierda) para distintos valores de u, siendo $\rho_H = 0,1$.

Siendo $u < 2$ los esfuerzos de flexión son mayores que los de aplastamiento y, por consiguiente, determinan la resistencia mecánica de las estrías. Siendo $u > 2$ la resistencia de las estrías se determina totalmente por los esfuerzos de aplastamiento.

Uniendo los ramales con transiciones suaves en el punto de cruce, obtenemos la ley del cambio de los esfuerzos en las estrías en función de su anchura relativa. El mínimo de la curva indica los valores óptimos $u_{ópt}$ (en este caso $u_{ópt} \sim 2$).

Las correlaciones aportadas en la figura 292 son válidas, si los esfuerzos admisibles de flexión y aplastamiento son iguales. Si los esfuerzos admisibles de aplastamiento son menores que los esfuerzos admisibles de flexión (uniones holgadas; cubos fabricados de material más blando que el árbol), por la condición de igual resistencia es necesario reducir los esfuerzos de aplastamiento, lo que va acompañado de la disminución de los valores óptimos de u.

Los valores de $u_{ópt}$ para los esfuerzos admisibles de aplastamiento $\sigma_{aplas.\,ad}$, que se distinguen de los esfuerzos admisibles de flexión $\sigma_{flex.\,ad}$, pueden hallarse,

si se trazan en el diagrama de la figura 292 líneas de esfuerzos de aplastamiento bajo un ángulo, cuya tangente se ha variado en la magnitud $\vartheta = \frac{\sigma_{flex.\ ad}}{\sigma_{aplas.\ ad}}$.

Así, por ejemplo, si el esfuerzo admisible de aplastamiento es 2 veces menor que los esfuerzos admisibles de flexión, entonces el valor óptimo de u (punto a) resulta igual a $u_{ópt} = 1{,}4$.

Analíticamente el valor óptimo de u se de-

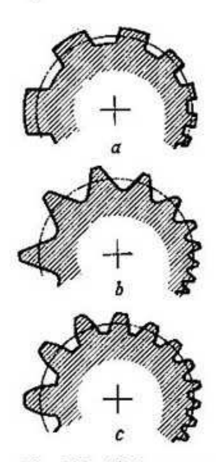


Fig. 291. Uniones por estrías de igual resistencia

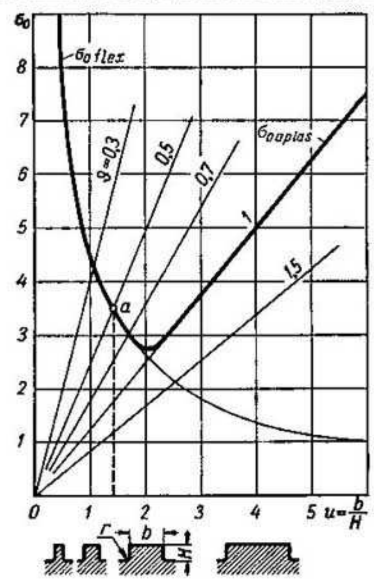


Fig. 292. Tensiones reducidas de aplastamiento $\sigma_{0\ aplas}$ y de flexión $\sigma_{0\ flex}$ en función de u

termina de la correlación $\sigma_{0\ aplas} = \vartheta\sigma_{0\ flex}$. Sustituyendo en esta igualdad los valores de $\sigma_{0\ aplas}$ y $\sigma_{0\ flex}$ de las ecuaciones (23) y (24), obtenemos

$$u_{ópt} = 1{,}74\,(1 - 2\rho_H)\,\sqrt{\vartheta k_{ef}}. \tag{25}$$

Los valores de $u_{ópt}$ calculados por la fórmula (25) para distintos valores de ϑ y ρ_H se exponen en la figura 293, a, y los valores correspondientes de los esfuerzos de aplastamiento $\sigma_{0\ aplas}$ y flexión $\sigma_{0\ flex}$, en la figura 293, b, c.

El valor límite de ρ_H, siendo $u > 1$ es $\rho_H = 0{,}5$ (el área de aplastamiento es igual a cero, el esfuerzo de aplastamiento es igual a ∞); siendo $u < 1$ el valor límite de $\rho_H = 0{,}5u$ (la cavidad entre

las estrías está descrita con un arco de circunferencia de radio $r = \frac{b}{2}$).

Como se ve por la figura 293, para pequeños valores de ϑ ($\vartheta = 0,1$) las magnitudes óptimas de u disminuyen hasta 0,4—0,8 y los esfuer-

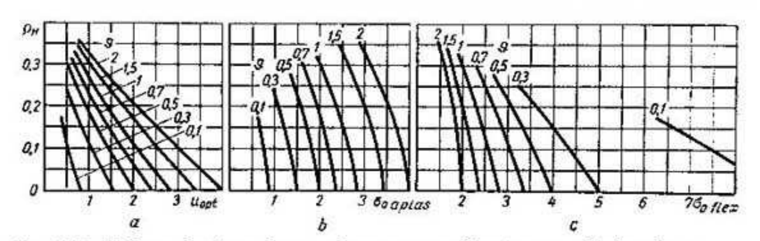


Fig. 293. Valores óptimos de u y las correspondientes magnitudes de $\sigma_{0\ aplas}$ y $\sigma_{0\ flex}$ para distintos valores de ρ_H y ϑ

zos de aplastamiento $\sigma_{0\ aplas}$ hasta 0,6—0,8. Simultáneamente aumentan bruscamente los esfuerzos de flexión (siendo $\vartheta = 0,1$, $\sigma_{0\ flex} = 6 \div 8$).

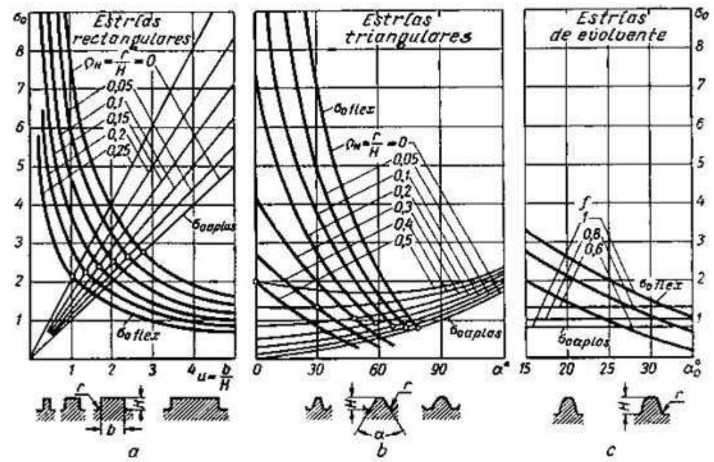


Fig. 294. Tensiones reducidas de σ_0 para estrías de distinto perfil

Si la resistencia del material del cubo a la flexión es menor que la resistencia del árbol, es conveniente hacer la anchura b_{ag} de las estrías del cubo mayor que la anchura b_{ar} de las estrías del árbol en la relación

$$\frac{b_{ag}}{b_{ar}} = \sqrt{\frac{\sigma_{ar}}{\sigma_{ag}}},$$

donde σ_{ar} y σ_{ag} son respectivamente resistencias a la flexión de los materiales del árbol y del cubo.

Si el paso es igual, los esfuerzos de aplastamiento en las estrías asimétricas y simétricas son iguales entre sí.

En la figura 294, *a* se expone la dependencia generalizada de la resistencia mecánica de las estrías rectangulares de u, siendo $\vartheta = 1$ para $\rho_H = 0 \div 0{,}25$.

Los valores óptimos de u (abscisas de los puntos de encuentro de las curvas) están encerrados entre los límites 1—2,8.

Las tensiones mínimas de σ_0 (puntos claros) decrecen monótonamente con la disminución de u, empezando desde $\sigma_0 = 2{,}8$, siendo $u = 2{,}8$ y $\rho_H = 0$, y, terminando con $\sigma_0 = 2{,}1$, siendo $u = 1$ y $\rho_H = 0{,}25$.

Para las uniones, cuya resistencia mecánica se determina por los esfuerzos de aplastamiento, es conveniente regirse por los valores menores de u.

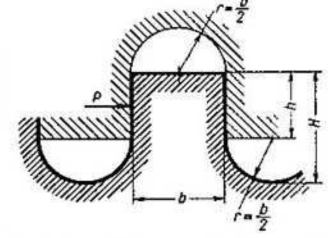


Fig. 295. Esquema de cálculo de la estría acanalada

8.2.5.2 Estrías acanaladas

Una clase especial de las estrías de perfil de flanco recto representan las *estrías acanaladas* con cavidad perfilada con arco de circunferencia (fig. 295), cuyo radio de la condición de simetría de las estrías del árbol y del agujero es igual a $b/2$ y el radio relativo es $\rho_H = r/H = 0{,}5u$. Esta forma es realizable siendo $u < 2$.

El esfuerzo de aplastamiento en las estrías acanaladas es

$$\sigma_{aplas} = \frac{P}{hL} = \frac{P}{(H-r)\,L}\,.$$

Sustituyendo el valor de P_{flex} de la ecuación (20) y como antes, suponiendo que $\frac{M_{tor}}{\pi R^2 L} = 1$, obtenemos el esfuerzo reducido de aplastamiento

$$\sigma_{0\ aplas} = \frac{u}{1-\rho_H} = \frac{u}{1-0{,}5u}\,. \tag{26}$$

El esfuerzo de flexión es

$$\sigma_{flex} = k_{ef}\,\frac{3Ph}{b^2L} = 3k_{ef}\,\frac{M_{tor}}{\pi R^2 L}\,\frac{H-r}{b} = 3k_{ef}\,\frac{M_{tor}}{\pi R^2 L}\cdot\frac{1-\rho_H}{u}\,.$$

El esfuerzo reducido de flexión es

$$\sigma_{0\ flex} = 3k_{ef}\,\frac{1-\rho_H}{u} = \frac{3k_{ef}}{\sigma_{0\ aplas}}\,. \tag{27}$$

En el caso de igual resistencia a la flexión y aplastamiento tenemos

$$\sigma_{0\ \text{aplas}} = \sigma_{0\ \text{flex}} = \frac{3k_{ef}}{\sigma_{0\ \text{aplas}}},$$

de donde

$$\sigma_{0\ \text{aplas}} = \sqrt{3k_{ef}}.$$

El coeficiente de concentración de tensiones k_{ef}, en este caso, es función de la magnitud $\rho_b = r/b = 0{,}5$ y conforme a la figura 289,*a* es igual a $k_{ef} = 1{,}2$.

Por consiguiente,

$$\sigma_{0\ \text{aplas}} = \sqrt{3 \cdot 1{,}2} \approx 1{,}9 \tag{28}$$

El valor óptimo correspondiente de u se determina por la ecuación (26), si en ella se acepta $\sigma_{0\ \text{aplas}} = 1{,}9$:

$$u_{\text{ópt}} = \frac{1{,}9}{1{,}95} \approx 1.$$

Como se ve en la ecuación (26), las estrías acanaladas de perfil óptimo son 1,1—1,4 veces más resistentes que las estrías de perfil de flanco recto con redondeo en la base, para las cuales, conforme a la figura 294, las tensiones menores son $\sigma_0 = 2{,}1 \div 2{,}8$.

Con el fin de unificar la herramienta de corte, es conveniente introducir el concepto de módulo de las estrías $m = t/\pi = D/z$ (t es el paso de las estrías, z es el número de éstas, D es su diámetro exterior). Las series de uniones por estrías es deseable construirlas sobre la base de los módulos m = 1,25; 2; 5; 10 (respectivamente para $D < 20$; 30—50; 60—100 y más de 100 mm) para los valores de $u = 1 \div 2$ y un número de estrías z = 10; 12; 14, etc. La división en series, en este caso, no será necesaria.

8.2.5.3 Estrías triangulares

El esfuerzo de aplastamiento en las facetas de trabajo de la estría (fig. 296) es

$$\sigma_{\text{aplas}} = \frac{P}{hL}, \tag{29}$$

donde P es la fuerza circunferencial que actúa en las estrías, igual a $\frac{M_{\text{tor}}}{Rz}$.

El número de estrías es

$$z = \frac{2\pi R}{S} = \frac{\pi R}{h\ \text{tg}\ \alpha/2 + 2r \cos \alpha/2}.$$

Por consiguiente,

$$P = \frac{M_{\text{tor}}}{\pi R^2}(h\ \text{tg}\ \alpha/2 + 2r \cos \alpha/2).$$

Sustituyendo el valor de P en la fórmula (29), y, como antes, suponiendo que $\frac{M_{tor}}{\pi R^2 L} = 1$, obtenemos el esfuerzo reducido de aplastamiento

$$\sigma_{0\ aplas} = \operatorname{tg} \alpha/2 + 2\rho_h \cos \alpha/2 \tag{30}$$

donde

$$\rho_h = \frac{r}{h} \frac{1}{\frac{1}{\rho_H} - 1 + \operatorname{sen} \alpha/2}. \tag{31}$$

El esfuerzo reducido de flexión (omitimos los cálculos intermedios) es

$$\sigma_{0\ flex} = k_{ef} \frac{3}{2} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha/2 + 2\rho_h \cos \alpha/2}{\cos \alpha/2} \times$$
$$\times \frac{\frac{0,5}{\cos \alpha/2} - (\operatorname{tg} \alpha/2 + \rho_h \cos \alpha/2) \operatorname{sen} \alpha/2}{(\operatorname{tg} \alpha/2 + \rho_h \cos \alpha/2)^2}. \tag{32}$$

El coeficiente efectivo de concentración de tensiones k_{ef} es función de la magnitud ρ_b:

$$\rho_b = \frac{r}{S'} = \frac{\rho_h}{2 (\operatorname{tg} \alpha/2 + \rho_h \cos \alpha/2)}. \tag{33}$$

Como se ve de las expresiones (30) — (32), los esfuerzos de flexión y aplastamiento se determinan sólo por el ángulo α en la cúspide del perfil de la estría y por el radio relativo ρ_H de redondeo. El número y la dimensión de las estrías son indiferentes. Las uniones con pequeño número de estrías de grandes dimensiones y las con gran número de estrías diminutas (véase la fig. 291, *b*) son de igual resistencia, si los perfiles de las estrías son geométricamente semejantes.

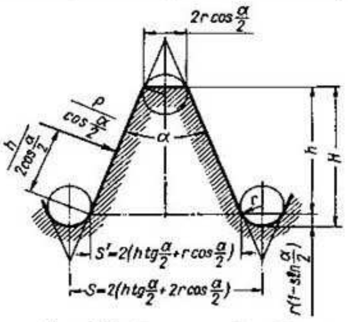


Fig. 296. Esquema de cálculo

En la figura 294, *b* se expone el diagrama generalizado de la resistencia mecánica de las estrías triangulares construido sobre la base de las fórmulas (30), (32).

En la figura 297 se muestra la dependencia entre el ángulo α y ρ_H para estrías de perfiles óptimos. Los esfuerzos de flexión y aplastamiento tienen una magnitud máxima ($\sigma_0 = 0,8 \div 0,9$) siendo $\alpha = 60 \div 70°$ ($\rho_H = 0,1 \div 0,2$). Con la disminución de α

los esfuerzos de flexión crecen. Siendo $\alpha = 0$ y $\rho_H = 0{,}5$ las estrías triangulares se convierten en acanaladas de perfil de flanco recto (véase la fig. 295) con el valor característico para las últimas de $\sigma_{0\ \text{aplas}} \approx 2$.

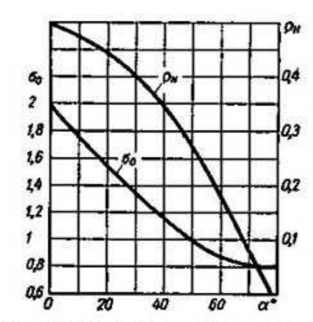


Fig. 297. Relación entre ρ_H y α para estrías triangulares de perfil óptimo

Siendo $\alpha = 75 \div 85°$ ($\rho_H = 0{,}1 \div 0{,}2$), así como para $\alpha > 90°$, los esfuerzos de flexión son iguales a cero (estrías sin flexión). Los esfuerzos de aplastamiento, no obstante, aumentan.

La elevada resistencia mecánica de las estrías triangulares está condicionada por la utilización racional de la circunferencia de unión. Bajo la base de las estrías se utiliza prácticamente toda la circunferencia de las cavidades, debido a lo cual aumenta la resistencia de las estrías a la flexión. Además, los esfuerzos de flexión disminuyen, debido a la inclinación de las facetas de trabajo de las estrías.

Las estrías triangulares de perfil óptimo ($\sigma_0 \approx 0{,}9$) son de 2,5 a 3 veces más resistentes que las estrías de perfil de flanco recto con perfil óptimo ($\sigma_0 = 2{,}1 \div 2{,}8$).

Las estrías de perfil trapezoidal (véase la fig. 283, *d*) representan un caso particular de las estrías triangulares (pequeños ángulos en la cúspide y grandes radios en la base). Las tensiones para éstas se determinan por diagramas (véase la fig. 294 ó 297) para los correspondientes valores de α y ρ_H.

8.2.5.4 Estrías de evolvente

Ya que la altura de las estrías es pequeña en comparación con el diámetro de la unión, como base del cálculo de las estrías de evolvente puede tomarse el perfil de la cremallera generatriz (fig. 298).

En las designaciones adoptadas para los engranajes de evolvente, el esfuerzo de aplastamiento en la faceta de trabajo de la estría es

$$\sigma_{\text{aplas}} = \frac{P}{2mfL},$$

donde m es el módulo; f es el coeficiente de altura del perfil; P es el esfuerzo circular sobre la estría $\left(P = \frac{M_{\text{tor}}}{Rz}\right)$; L es la longitud de las estrías.

El número de estrías es

$$z = \frac{2R}{m}.$$

Por consiguiente,

$$P = \frac{M_{tor} m}{2R^2} \tag{34}$$

y

$$\sigma_{aplas} = \frac{M_{tor}}{4R^2 f L}.$$

El esfuerzo reducido de aplastamiento es

$$\sigma_{0\,aplas} = \frac{\pi}{4f}. \tag{35}$$

De este modo, los esfuerzos de aplastamiento se determinan sólo por la magnitud f y no dependen del módulo ni del ángulo de engrane.

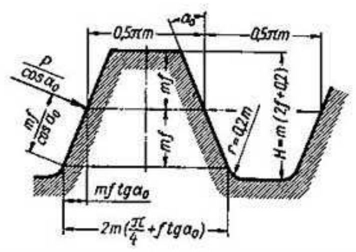


Fig. 298. Esquema de cálculo de una estría de evolvente

El esfuerzo reducido de flexión en la sección peligrosa (los cálculos intermedios los omitimos) es

$$\alpha_{0\,flex} = k_{ef} \frac{0{,}75\pi}{f \cos\alpha_0} \cdot \frac{\frac{1}{\cos\alpha_0} - \left(\frac{\pi}{4f} + \operatorname{tg}\alpha_0\right) \operatorname{sen}\alpha_0}{\left(\frac{\pi}{4f} + \operatorname{tg}\alpha_0\right)^2}, \tag{36}$$

donde α_0 es el ángulo de engranaje.

El coeficiente efectivo de concentración de tensiones k_{ef} es, en este caso, función de la magnitud ρ_b:

$$\rho_b = \frac{r}{2mf\left(\frac{\pi}{4f} + \operatorname{tg}\alpha_0\right)}.$$

Para la cavidad con radio estandartizado de redondeo ($r = 0{,}2m$)

$$\rho_b = \frac{0{,}1}{f\left(\frac{\pi}{4f} + \operatorname{tg}\alpha_0\right)} \tag{37}$$

y

$$\rho_{II} = \frac{1}{10f + 1}.$$

Por las expresiones (35), (36) se ve que los esfuerzos de flexión y aplastamiento se determinan sólo por el ángulo de engranaje α_0 y por el coeficiente de altura f, y no dependen del módulo. Las uniones con pequeño número de estrías de grandes dimensiones y con gran número de estrías diminutas (véase la fig. 291, c) son de igual resistencia, si los perfiles de las estrías son semejantes.

En la figura 294, c se muestran los esfuerzos reducidos calculados por las ecuaciones (35) y (36), de aplastamiento y flexión para las estrías de evolvente en función de α_0 para $f = 1$; 0,8; 0,6. Los esfuerzos de flexión disminuyen con el aumento del ángulo de engranaje. Las estrías con $\alpha_0 = 30°$ son aproximadamente 2 veces más resistentes que las estrías con $\alpha_0 = 20°$.

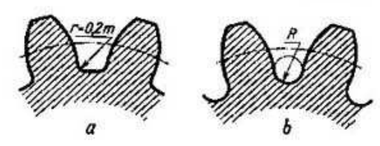


Fig. 299. Estrías de evolvente con cavidad:

a, de perfil estandartizado; *b*, redondeada

La disminución del coeficiente de altura del perfil hasta $f = 0{,}8$ eleva insignificantemente (un 20% por término medio) la resistencia a la flexión y, en otro tanto, disminuye la resistencia al aplastamiento. Al disminuir f hasta 0,6 la resistencia a la flexión aumenta 2—3 veces. Los esfuerzos de aplastamiento en este caso, crecen 1,3 veces en comparación con el esfuerzo para $f = 1$. Las estrías con $\alpha_0 = 20°$ y $f = 0{,}6$ son de igual resistencia a la flexión que las estrías con valores estandartizados $\alpha_0 = 30°$ y $f = 1$, pero su fabricación puede realizarse con herramienta de tallar dientes estandartizada.

Por su resistencia mecánica total las estrías de evolvente son algo inferiores a las estrías triangulares de perfil óptimo.

Las estrías de evolvente con cavidad redondeada (fig. 299, b) pueden examinarse como un caso particular de las estrías de perfil triangular. Los esfuerzos en ellas se determinan por el diagrama de la figura 294, b para los correspondientes valores de $\alpha = 2\alpha_0$ y ρ_H.

La magnitud ρ_H para las estrías con cavidad redondeada es

$$\rho_H = \frac{1}{\dfrac{2\cos\alpha_0}{\dfrac{\pi}{4f} - \operatorname{tg}\alpha_0} + 1 - \operatorname{sen}\alpha_0}.$$

Como demuestra el cálculo, la resistencia a la flexión de las estrías con cavidad redondeada es un 10—30% mayor que las estrías con cavidad de perfil estandartizado. Los esfuerzos de aplastamiento son iguales.

Deducciones. 1. La resistencia a la flexión y aplastamiento de las uniones por estrías con estrías simétricas no depende de la dimensión ni del número de estrías y se determina sólo por su perfil.

2. Las estrías triangulares son las más ventajosas por su resistencia mecánica, prácticamente son equivalentes a éstas las de evolvente, las menos resistentes son las rectangulares.

3. La resistencia mecánica de las estrías rectangulares se determina por la relación de la anchura de la estría respecto a su altura $u = b/H$, la de las triangulares, por el ángulo α en la cúspide y por el radio ρ_H en la base de las estrías, la de las de evolvente, por el ángulo de engranaje α_0 y por el coeficiente f de altura del perfil.

4. Los parámetros óptimos por la resistencia mecánica son: para las estrías rectangulares $u = 1 \div 2$; para las triangulares $\alpha = 60 \div 70°$ siendo $\rho_H = 0{,}1 \div 0{,}2$; para las de evolvente $\alpha_0 = 30°$ siendo $f = 1$, y $\alpha_0 = 20 \div 25°$ siendo $f = 0{,}6$.

5. En todos los casos es ventajoso emplear estrías diminutas que contribuyen a disminuir las dimensiones radiales de la unión y a aumentar la resistencia mecánica del árbol y del manguito.

6. Para simplificar la fabricación de las estrías es conveniente unificar las dimensiones, en la mayor posible gama de diámetros.

8.2.5.5 Estrías testales

En las uniones con dimensiones axiales limitadas se aplican las *estrías testales* que representan dientes de perfil triangular, tallados en los extremos de las piezas acopladas (fig. 300) y tensadas por un esfuerzo axial.

Para la adherencia total de las superficies de trabajo de las estrías conjugadas es necesario que generatrices de las estrías converjan en el centro de la unión. Estas uniones son autocentradoras. El centrado complementario (por ejemplo, por las superficies cilíndricas) no sólo es sobrante, sino que además es nocivo, ya que puede alterar la compacidad del apriete de las estrías.

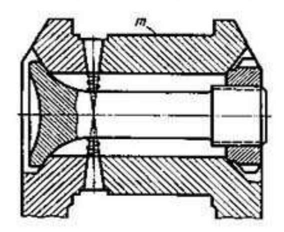


Fig. 300. Unión por estrías extremas

Las estrías testales se tallan por fresado con una fresa de perfilar o por cepillado con cuchilla de forma. Las superficies de precisión de las piezas apretadas (por ejemplo, la superficie *m* en la fig. 300 se mecanizan en conjunto después de tensar las estrías. Para evitar la alteración de la exactitud alcanzada es necesario garantizar constructivamente el montaje de la unión cada vez en posición inicial.

Las estrías testales se distinguen de las radiales en lo siguiente:

a) la longitud L_T de las estrías (fig. 301) está limitada por las dimensiones diametrales de la unión $[L_T = R - R_0 = R\,(1 - R_0/R)]$. Habitualmente $L_T = (0{,}3 \div 0{,}5)\,R$;

b) la fuerza circunferencial que actúa sobre las estrías testales se ha aumentado en comparación con la fuerza que actúa en las estrías radiales en la relación $R/R_{med} = \frac{2}{1+R_0/R}$ (habitualmente $R/R_{med} = 1{,}2 \div 1{,}4$);

c) al transmitir momento torsional en la unión surge una apretura axial $P_{ax} = \frac{M_{tor}}{R_{med}}$ tg $\alpha/2$, donde α es el ángulo en cúspide del perfil de la estría, en la sección media. Para evitar la divergencia del empalme la fuerza de apriete debe ser $P_{apr} = nP_{ax}$, donde n es el coeficiente de seguridad (habitualmente $n = 1{,}5 \div 2$).

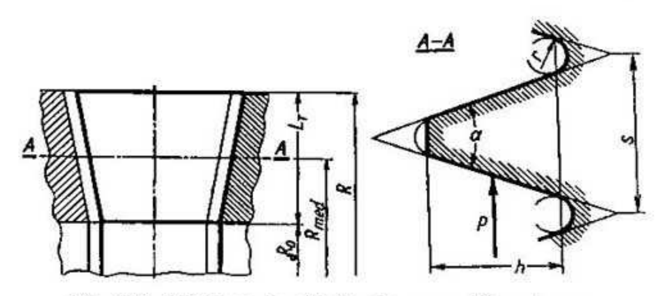


Fig. 301. Esquema de cálculo de una estría extrema

La particularidad positiva de las estrías testales es el apriete de las superficies de trabajo (*flexión restringida*). Prácticamente éstas trabajan a la cizalladura.

Los esfuerzos de aplastamiento en las facetas de trabajo de las estrías son la suma de los esfuerzos debidos a la fuerza cincunferencial P y a la fuerza de apriete P_{apr}:

$$\sigma_{aplas.\,T} = \frac{P}{zL_T h} + \frac{P_{apr}}{2zL_T h \operatorname{tg} \alpha/2},$$

donde h es la altura activa de las estrías.

Sustituyendo en esta expresión los valores

$$P = \frac{M_{tor}}{R_{med}}, \quad P_{apr} = \frac{nM_{tor} \operatorname{tg} \alpha/2}{R_{med}};$$
$$z = \frac{2\pi R_{med}}{S}; \quad R_{med} = \frac{R}{2}(1 + R_0/R),$$

obtenemos

$$\sigma_{aplas.\,T} = \frac{4M_{tor}}{2\pi R^2} \frac{(1+0{,}5n)\,S}{(1+R_0/R)^2 L_T h}. \tag{38}$$

Para las estrías triangulares radiales con igual radio exterior R, los esfuerzos de aplastamiento son

$$\sigma_{\text{aplas}} = \frac{M_{\text{tor}}}{RzLh} = \frac{M_{\text{tor}}S}{2\pi R^2 Lh}.$$

A igualdad del perfil de las estrías en la sección media (igualdad de S y h) los esfuerzos de aplastamiento en las estrías testales son mayores que en las estrías triangulares radiales de igual perfil en la relación

$$\frac{\sigma_{\text{aplas. }T}}{\sigma_{\text{aplas}}} = \frac{4(1+0{,}5n)}{(1+R_0/R)^2} \cdot \frac{L}{L_T}.$$

Aceptando para las condiciones medias $R_0/R = 0{,}5$; $n = 2$ y suponiendo que $L_T = L$, obtenemos

$$\frac{\sigma_{\text{aplas. }T}}{\sigma_{\text{aplas}}} = \frac{4 \cdot 2}{1{,}5^2} \approx 3{,}5.$$

De este modo, siendo iguales el diámetro exterior, el perfil y la longitud de las estrías, los esfuerzos de aplastamiento en las estrías testales son 3,5 veces mayores que en las radiales, y los esfuerzos de cizalladura son mayores en la relación

$$\frac{4}{(1+R_0/R)^2} + \frac{4}{1{,}5^2} \approx 1{,}75.$$

Para disminuir los esfuerzos de aplastamiento es conveniente reducir el ángulo α en la cúspide del perfil y el radio ρ_H de la cavidad. Prácticamente se emplean los valores $\alpha = 40 \div 60°$ y $\rho_H = 0{,}1 \div 0{,}2$.

Para evitar las pretensiones, las estrías testales deben tensarse con un esfuerzo normalizado, rigiéndose por la correlación

$$P_{\text{apr}} = n \frac{M_{\text{tor}}}{R_{\text{med}}} \operatorname{tg} \alpha/2.$$

Fig. 302. Curva de φ en función de R_0/R

Siendo α y R prefijados, el esfuerzo de aplastamiento, conforme a la fórmula (38), se determina por el factor $\varphi = \frac{1}{(1+R_0/R)^2 L_T} = \frac{1}{(1+R_0/R)^2(1-R_0/R)}$. Como se ve (fig. 302), los esfuerzos de aplastamiento tienen la menor magnitud ($\varphi = 0{,}85 \div 1$) en la gama $R_0/R = 0{,}2 \div 0{,}5$ y crecen bruscamente para $R_0/R > 0{,}7$.

Debido a la dependencia cúbica inversa de los esfuerzos de R es conveniente aumentar el diámetro de la cintura estriada (uniones por estrías embridadas).

8.2.6 Cálculo de las uniones por estrías

Las uniones por estrías con frecuencia quedan inservibles debido al aplastamiento y rotura de las facetas de trabajo de las estrías. Por eso, al proyectarlas se hace sólo el cálculo al aplastamiento.

El esfuerzo de aplastamiento en las facetas de trabajo de las estrías en kgf/mm² es

$$\sigma_{aplas} = \frac{10^3 M_{tor}}{RLkzh}, \tag{39}$$

donde M_{tor} es el momento torsional que actúa en la unión en kgf·m; R es el radio medio de las estrías en mm; L es la longitud de trabajo de las estrías en mm; z es el número de estrías; k es la parte de estrías que soportan la carga ($k = 0,6 \div 0,8$); h es la altura activa de las estrías (a excepción de los redondeos y chaflanes) en mm.

Para las uniones con igual anchura de las estrías del árbol y agujero por la circunferencia media es

$$\sigma_{aplas} = \sigma_{0\ aplas} \frac{M_{tor}}{\pi R^2 L k}, \tag{40}$$

donde $\sigma_{0\ aplas}$ es el esfuerzo reducido de aplastamiento característico para cada perfil de las estrías, determinado por el diagrama de la figura 294.

Los esfuerzos calculados para las uniones por estrías sin holgura y tensadas con árbol y cubo de acero se aportan en la tabla 28.

Tabla 28

Tratamiento térmico de las estrías	Esfuerzo calculado σ_{aplas} en kgf/mm² a carga		
	de reposo	cíclica	de impacto
Mejoramiento (*HRC* 30—35)	3—4	2—3	1—2
Temple con corriente de alta frecuencia; cementación (*HRC* 55—60)	4—6	3—4	2—3
Nitruración (*HV* 900—1000)	6—8	4—6	3—4

Para las uniones holgadas y uniones con holgura por las facetas laterales de las estrías, estas cifras disminuyen 2—3 veces.

Si la pieza acoplada se ha ejecutado de material blando (fundiciones grises, aleaciones ligeras), el cálculo se realiza por los esfuerzos de aplastamiento admisible para el material dado.

En caso de que se necesite disminuir los esfuerzos de aplastamiento, se aplican estrías de perfil más ventajoso, se aumentan la longitud y el diámetro de la unión. Conforme a la fórmula (23), el momento torsional transmitido por la unión

$$M_{tor} = \frac{\sigma_{aplas}}{\sigma_{0\ aplas}} \pi R^2 L,$$

es decir, para el perfil prefijado de las estrías ($\sigma_{0\ \text{aplas}}$ = const) el momento torsional es proporcional al cuadrado del diámetro y, si, como suele habitualmente ocurrir, la longitud de la unión L es proporcional al diámetro, entonces al cubo del diámetro.

En las piezas acopladas con gran diámetro exterior (del tipo de discos) la longitud de la unión por estrías se determina preferentemente por la condición de la estabilidad longitudinal de la pieza. Independientemente de los resultados del cálculo la longitud de las estrías se aconseja hacerla no menor de $(0{,}5 \div 0{,}8)\,D$, mejor $(1 \div 1{,}2)\,D$ (donde D es el diámetro del árbol). No tiene sentido aumentar la longitud de la unión por encima de $(1.5 \div 2)\,D$, ya que en este caso disminuye la exactitud de fabricación y el área efectiva de contacto de las estrías.

La división de las estrías en dos cinturas cortas con una entalla por el centro (fig. 303), que a veces se aplica en las uniones de grandes longitudes, causa dificultades para brochar los agujeros. La viruta que se esparce de la primera cintura (por la marcha del brochado) se cubre en la segunda, debido a lo cual

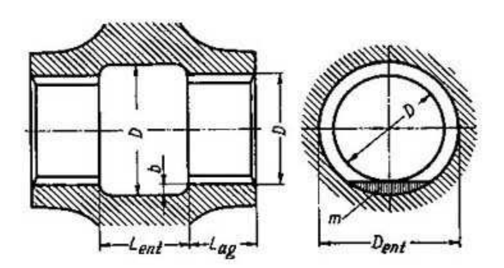


Fig. 303. Unión por estrías con entalladura central

se altera la exactitud y pureza del mecanizado de las estrías. Este tipo de agujeros pueden brocharse sólo en brochadoras horizontales y además con la condición de que la entalla tenga un volumen suficiente para alojar la viruta (teniendo en cuenta su mullido) en el segmento m del espacio anular entre la circunferencia de la entalladura y el diámetro exterior de la brocha.

El diámetro indispensable de la entalladura D_{ent} se determina de la expresión aproximada

$$D_{\text{ent}} = D + 2\sqrt{sDKL_{\text{ag}}/L_{\text{ent}}},$$

donde D es el diámetro exterior de las estrías en mm; s es la magnitud media del sobreespesor para el brochado en mm; L_{ag} es la longitud del primer agujero (por la carrera del brochado) en mm; L_{ent} es la longitud de la entalladura en mm; K es el coeficiente de friabilidad de la viruta ($K = 4 \div 5$).

8.2.7 Reglas para el diseño

En los árboles estriados la sección más tensada es la $A-A$ (fig. 304, *a*), en la cual actúa el momento torsional total, transmitido por la unión y los esfuerzos de flexión de las estrías. El grado de concentración de tensiones depende de la forma de las estrías al árbol.

Para reducir las tensiones en esta sección es mejor aumentar el diámetro interior de las estrías D_{int} (vista *b*) en un 15—20% en comparación con el diámetro *d* del árbol.

La uniformidad de la carga por la longitud de las estrías depende en sumo grado de la forma del cubo y del árbol. Conviene evitar

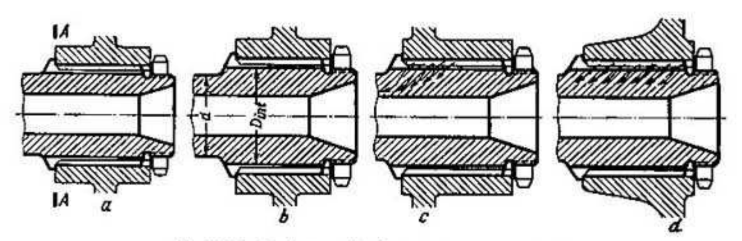


Fig. 304. Refuerzo de las uniones por estrías

cambios bruscos de las secciones y, allí donde éstos son necesarios por la construcción, se debe tener en cuenta la dirección del flujo de fuerza. La construcción de la pieza acoplada de la vista *c*, no es racional. La carga sobre las estrías se transmite preferentemente al nudo de rigidez (sector de transición del cubo al disco); la parte restante de las estrías está cargada débilmente. La carga en las estrías se nivela, si el disco se traslada al canto anterior del cubo y se hace más suave la transición del disco al cubo (vista *d*).

Los bordes entrantes de las estrías, tanto en el árbol como en el manguito, deben tener chaflanes para aligerar el montaje y para evitar la concentración de esfuerzos en los bordes, así como con el fin de prevenir las huellas en las estrías producidas por un golpe casual en el montaje, desmontaje y transportación.

El achaflanado en los bordes angulares de las estrías (fig. 305, *a*) es insuficiente. Es más correcto ejecutar las estrías con bisel (vista *b*) bajo un ángulo $\beta = 15 \div 30°$, de modo que el diámetro exterior D_1 del chaflán en el cubo sea algo mayor que el diámetro D_{ext} de las cavidades de las estrías, y el diámetro interior d_2 del chaflán en el árbol, algo menor que el diámetro d_{int} de las cavidades en el árbol.

Es mucho mejor hacer chaflanes o redondeos por todo el contorno de los extremos de las estrías (vista *c*). Esta operación en la producción en gran escala se realiza en máquinas de aguzado especiales.

El aguzado de los extremos por el contorno, es indispensable en las estrías designadas para la conmutación (por ejemplo, en los acoplamientos de embrague).

Se aconseja hundir las estrías de los cubos con relación al extremo (vista *d*). Esta medida previene las abolladuras de las estrías, aumen-

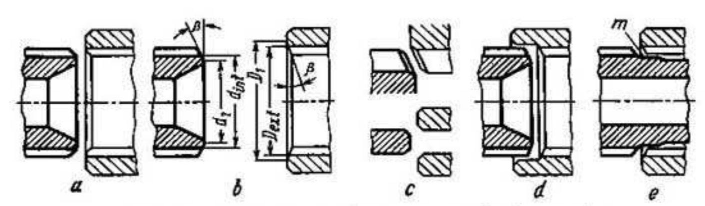


Fig. 305. Aguzado de los extremos de las estrías

ta la resistencia mecánica del sector de salida de éstas y simplifica el montaje, particularmente al unir piezas pesadas en posición horizontal.

Si el árbol estriado tiene prolongación, puede simplificarse el montaje, ejecutando en la parte del árbol próxima a las estrías

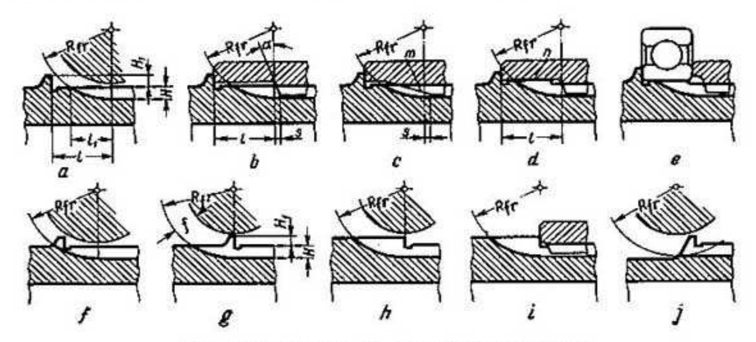


Fig. 306. Formas de las estrías del árbol

un cinturón centrador *m* (vista *e*) de diámetro algo menor que el diámetro interior de las estrías.

El esfuerzo de apriete, con frecuencia se recibe por los ribetes de tope en el árbol. Si es necesario un tope en la superficie anular plena, el ribete se hace en la parte lisa del árbol (fig. 306, *a*); las estrías de perfil completo se terminan a la distancia *l* del ribete, lo que asegura que no llegue la fresa hasta el ribete.

La cavidad en el sector l_1 de salida de la fresa está trazada según una elipse, cuyo eje menor es igual a D_{fres} y el mayor a $D_{fres} \cos\varphi$, donde D_{fres} es el diámetro exterior de la fresa; φ es el ángulo de cruzamiento, es decir, el ángulo de colocación de la fresa en el plano respecto a la pieza bruta del árbol (fig. 307) determinado de la correlación $\operatorname{tg}\varphi = \frac{t}{\pi D_{0\,fres}}$, donde $D_{0\,fres}$ es el diámetro de los dientes de la fresa; t es el paso de la línea espiral de los dientes.

Fig. 307. Esquema de colocación de la fresa sin fin respecto a la pieza bruta

Por la ecuación de la elipse

$$l_1 = \frac{H}{\cos\varphi}\sqrt{\frac{D_{fres}}{H} - 1}$$

donde H es la altura de las estrías.

Por cuanto el ángulo φ es pequeño (habitualmente $\varphi = 3 \div 5°$) y $\cos\varphi$ es próximo a la unidad, puede considerarse que el sector de salida está trazado con un arco de círculo de diámetro D_{fres}, y determina l_1 de la dependencia circular

$$l_1 = H\sqrt{\frac{D_{fres}}{H} - 1}. \qquad (41)$$

La distancia mínima $l_{mín}$, con la cual no se produce el recorte del ribete es:

$$l_{mín} = (H + H_1)\sqrt{\frac{R_{fres}}{H + H_1} - 1}, \qquad (42)$$

donde H_1 es la altura del ribete.

El diámetro de la fresa se determina por las GOST 9324—60* o por la variedad de las fresas sin fin empleadas en la fábrica. D_{fres} puede tomarse aproximadamente igual al diámetro del árbol.

Las estrías del cubo se aconseja no hacerlas hasta el comienzo de elevación de las cavidades, previniendo una holgura de seguridad $s = 1 \div 2$ mm (fig. 306, *b*) que previene el tope de las estrías en el fondo de las cavidades. Habitualmente, con este fin los extremos de las estrías se biselan bajo un ángulo $\alpha = 15 \div 20°$, comenzando desde el punto correspondiente a la posición extrema de la fresa.

Para aumentar la resistencia mecánica, las estrías del agujero, en el sector de salida, se unen con el cuerpo del cubo por transiciones suaves *m* (vista *c*).

El sector del árbol *l* (vista *b*) a veces se utiliza para centrar el cubo, ejecutando en éste el cinturón centrador *n* (vista *d*) o para colocar las piezas acopladas, por ejemplo cojinetes de contacto rodante (vista *e*).

En las construcciones, donde la presencia de una superficie de apoyo anular plena no es obligatoria, los ribetes se ranuran parcialmente (vista *f*) o del todo (vista *g*, *h*), lo que permite acercar las estrías del cubo hasta el ribete de tope (vista *i*) y reducir, al mismo tiempo, la longitud total de la unión por estrías.

En los árboles estriados que se someten a rectificado por el diámetro interior o por las facetas laterales de las estrías, la superficie lisa del árbol, para poderla elaborar de una pasada, debe disponerse por debajo de las cavidades de las estrías (vista *j*). La resistencia mecánica de estas estrías es algo menor que en las construcciones de las vistas *g*, *h*. Para ranurar del todo el ribete, se emplea una fresa de elevada altura *f* de los dientes de corte (vista *g*). Para elevar la resistencia mecánica y la solidez de los dientes, la altura H_1 del ribete se recomienda hacer no mayor de $0{,}5H$ (fig. 308, vistas *a*, *b*).

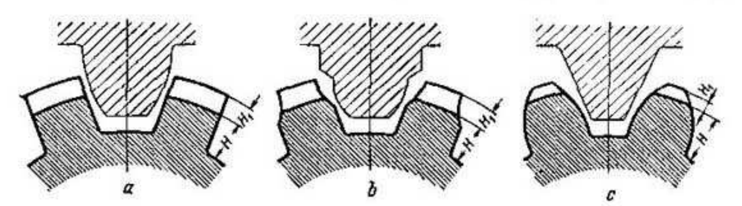


Fig. 308. Mecanizado de las estrías con ribetes de tope entallados
a, con redondeos en la base de las estrías; *b*, con redondeos y chaflanes en los bordes de las estrías; *c*, de estrías de evolvente

En las estrías de evolvente la altura de los ribetes está limitada por el adelgazanado de las estrías hacia la cúspide (vista *c*). Para un ángulo del perfil inicial $\alpha_0 = 30°$, la altura límite del ribete es $H_1 \approx 0{,}5\ m$ (*m* es el módulo) o $\sim 0{,}25$ de la altura de la estría; siendo $\alpha_0 = 20°$ la altura del ribete es $H_1 \approx 0{,}6\ m$ ó $\sim 0{,}3$ de la altura de la estría.

Para las estrías triangulares el tope en el ribete ranurado no es aplicable.

La adherencia compacta del extremo del cubo al ribete de tope del árbol se asegura con un chaflán (fig. 309, *a*) o con un rebajo (vista *b*) en el cubo o con una ranura en las estrías del árbol (vista *c*).

Fig. 309. Tope en los ribetes de las estrías

En los dibujos industriales de árboles estriados el valor numérico del radio de elevación de la cavidad, habitualmente, no se indica, limitándose con la inscripción R_{tres} (fig. 310, *a*) y rotulando la longitud *L* del sector de las estrías con perfil completo.

Si es necesario mantener exactamente la longitud total de las estrías $L + l_1$, se rotula el radio de la fresa o, preferentemente, se indica la coordenada l' del punto de salida de las cavidades.

En los árboles con el diámetro interior rectificado o con las facetas de trabajo rectificadas de las estrías, se indica la longitud de los sectores que deben rectificarse (fig. 310, *b*).

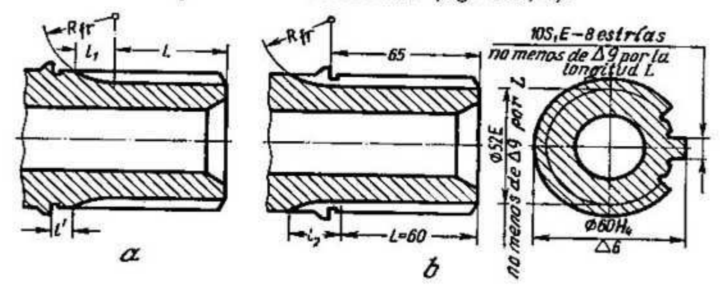


Fig. 310. Rotulación de las dimensiones

La longitud l_2 del sector de elevación de las estrías debe ser suficiente para la salida de la muela de rectificar y se determina de la correlación

$$l_2 \geqslant H\sqrt{\frac{D_{\text{muel}}}{H}-1},$$

donde D_{muel} es el diámetro de la muela de rectificar; H es la altura de las estrías.

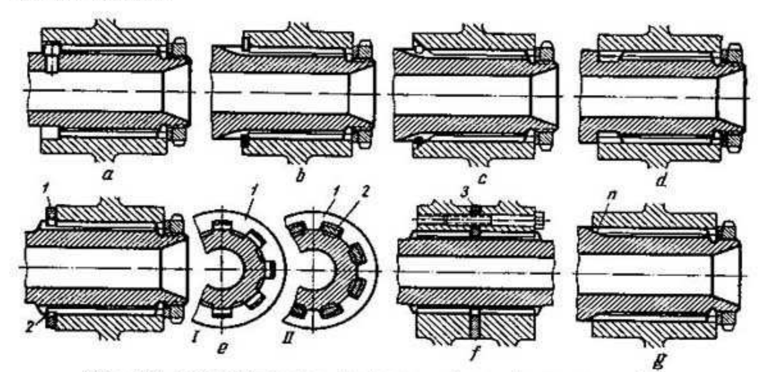


Fig. 311. Procedimientos de tope en las uniones por estrías

Además del tope en el ribete, se emplean otros procedimientos. El apoyo sobre una espiga introducida a presión en el árbol (fig. 311, *a*) no permite realizar el apriete de fuerza y es aplicable

sólo en las uniones débilmente cargadas. Es mejor la construcción con tope en un retén anular de sección rectangular (vista *b*) o redonda (vista *c*), introducido en el rebajo de las estrías o de la parte cilíndrica del árbol.

En la construcción *d*, en el sector de salida de las estrías se ha ranurado una entalla anular. Las estrías del cubo se apoyan en la pared de la entalla. Con este procedimiento disminuye considerablemente la resistencia mecánica de las estrías del árbol.

En la construcción *e* el tope lo recibe la arandela estriada *1*, introducida en la entalla anular de las estrías del árbol. La arandela se introduce a través de las estrías del árbol, se hace girar en la entalla de modo que sus estrías queden frente a las estrías del árbol y se fija en esta posición con los extremos alargados *2* de las estrías del cubo, que salen fuera del extremo del cubo (vista *e*, *II*).

En la vista *f* se muestra un ejemplo de cómo utilizar la arandela estriada *3* para sujetar dos piezas acopladas en el árbol. Los cubos de las piezas se aprietan con tornillos, que al mismo tiempo fijan la posición angular de la arandela en la entalla (por las estrías frente a las estrías del árbol). Esta construcción no garantiza el apriete de la unión.

Una fijación fiable lo asegura el tope de las estrías del agujero en el sector *n* de elevación de las cavidades del árbol (vista *g*). Para que el tope se propague a toda la circunferencia, es necesario que en la última fase del fresado de las estrías se dé al árbol algunas revoluciones con el avance longitudinal desconectado.

La posición axial del cubo en el árbol, con este procedimiento de tope, depende del diámetro de la fresa y del ángulo del chaflán en el sector de apoyo de las estrías del cubo. Para elevar la exactitud de la fijación axial y disminuir los

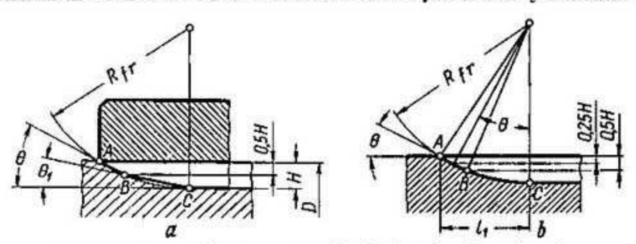


Fig. 312. Para la determinación de los ángulos θ y θ_1

esfuerzos de distensión en el cubo, es conveniente tomar el diámetro exterior del chaflán (fig. 312, *a*, punto *A*) igual al diámetro *D* de las estrías, y el interior (punto *B*) disponerlo a la distancia $0{,}5H$ del diámetro exterior *L*, donde *H* es la altura de las estrías.

El ángulo θ de inclinación del chaflán es mejor hacerlo igual al ángulo medio de inclinación del perfil de las cavidades de las estrías en el sector *A* — *B* de salida de las estrías del árbol (fig. 312, *b*). Entonces la posición axial del cubo se determina por la coordenada l_1 del punto *A* de salida de las estrías, calculada por la ecuación (41).

El ángulo θ se halla de la correlación $\cos \theta = 1 - 1{,}5\ H/D_{fres}$.
El sector no de trabajo $B - C$ de las estrías del cubo (fig. 312, *a*) conviene cortarlo bajo un ángulo θ_1 determinado de la correlación $\cos \theta_1 = 1 - H/D_{fres}$.
Los valores de θ y θ_1 en función de H/D_{fres} se muestran en la figura 313.

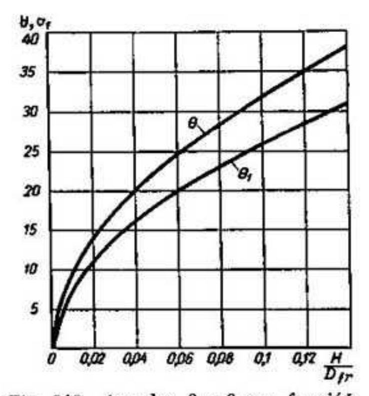
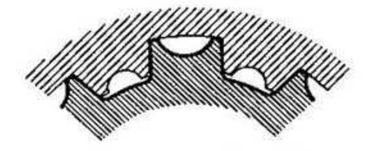


Fig. 313. Angulos θ y θ_1 en función de H/D_{fresa}

En las uniones por estrías de grandes dimensiones, las estrías se aligeran con ayuda de cavidades longitudinales en las superficies no de trabajo (fig. 314), para lo cual a los dientes de corte de las fresas sin fin y brochas, se les atribuye un perfil especial. Estas cavidades no disminuyen la resistencia mecánica de las estrías.


Fig. 314. Estrías aligeradas

8.2.8 Apriete de las uniones por estrías

El apriete de fuerza eleva considerablemente la capacidad de trabajo de las uniones por estrías.

El aprieto *axial* en las instalaciones extremas e intermedias, con frecuencia se realiza por tuercas arandelas con tope directamente en los extremos de las estrías del cubo (fig. 315, *a*) o, más preferentemente, por intermedio de arandelas (vistas *b—e*).

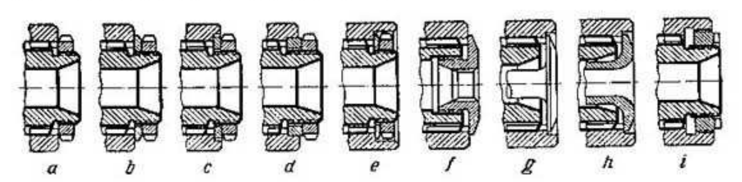


Fig. 315. Apriete axial de las uniones por estrías

Las uniones extremas se aprietan también por tuercas interiores (vista *f*) o con tornillos pasantes (vistas *g—h*).

En caso de apriete con tuercas de rosca diferencial (vista *i*) se alcanza la extracción cómoda del cubo, pero se complica el montaje.

El apriete *radial*, en las uniones inseparables, se crea con la introducción a presión de un tapón en el árbol (fig. 316, *a*), en las desarmables, ensanchando el árbol, valiéndose del cono interior *1* compuesto por dos mitades que se extraen del árbol desenroscando

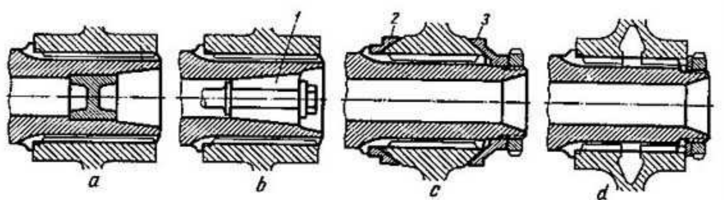


Fig. 316. Apriete radial de las uniones por estrías

el tornillo de apriete (vista *b*). Los cubos de las piezas de aleaciones ligeras a veces se tensan valiéndose de los anillos cónicos *2*, *3* (vista *c*).

En la construcción *d* el cubo de la pieza acoplada está partido por una entalla profunda en dos cinturas unidas con el cuerpo de la pieza, por transiciones redondeadas. Al apretar los extremos surgen esfuerzos radiales dirigidos hacia el centro, que comprimen el cubo.

8.2.9 Tipos particulares de centrado

El centrado por superficies especiales se emplea: a) en las uniones con estrías cortas que no garantizan la estabilidad longitudinal de la pieza acoplada; b) en las uniones que transmiten un momento torsional pulsante o cargadas por un momento de vuelco de acción periódica; c) en las uniones con estrías de evolvente o triangulares con cubos tratados térmicamente hasta la dureza $HRC > 40$, cuando el centrado exacto por las facetas laterales no es realizable debido a la imposibilidad de rectificar las ranuras del agujero.

El ajuste por las estrías, en estos casos, se hace libre.

En la construcción según la figura 317, *a* el árbol va dotado del cinturón centrador complementario *f* en el sector de salida de las estrías.

Si es necesaria una elevada precisión del centrado y el momento a transmitir no es grande, la extensión de la superficie centradora se aumenta, disminuyendo la longitud de las estrías (vista *b*).

Al centrar por el cinturón cilíndrico *h* en la parte lisa del árbol (vista *c*) las estrías del árbol se debilitan por la entalla anular en la salida de éstas. En la construcción *d* el cubo se centra por la cintura en el diámetro interior disminuido de las estrías por la cintura cilíndrica *i* en el árbol.

El centrado se realiza también por el aro seccionado *1* (vista *e*) colocado en la entalla, en la salida de las estrías; por la cintura cilíndrica *m* (vista *f*) en el árbol y por el aro *2* en la entrada, en las estrías; por dos casquillos (vista *g*) uno de los cuales es seccionado *3* y el otro *4* es enterizo.

Las uniones cargadas fuertemente que trabajan a cargas cíclicas se centran por las superficies cónicas (vistas *h—l*). La apretura en los

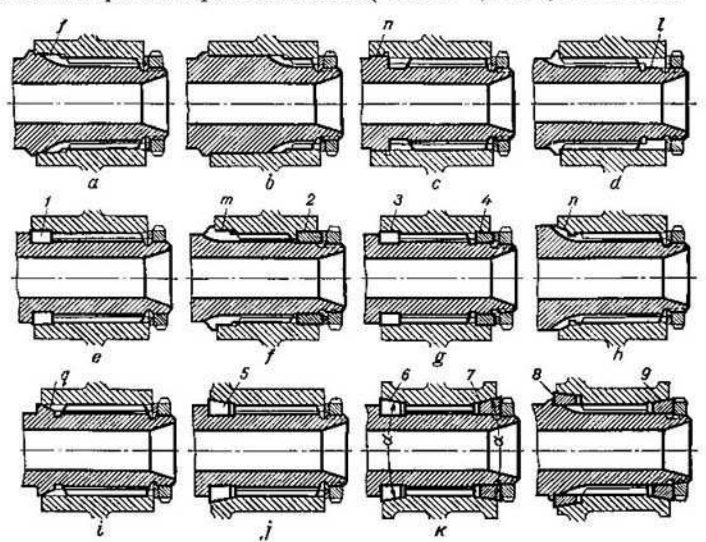


Fig. 317. Tipos especiales de centrado de uniones por estrías

conos, que surge al apretar con fuerza, frena efectivamente los microdesplazamientos angulares del cubo respecto del árbol, previniendo el desgaste, la trituración y la acritud de las superficies de trabajo. Al mismo tiempo, las superficies cónicas reciben por rozamiento una considerable parte del momento torsional, gracias a lo cual la carga en las estrías disminuye.

El aprieto en las superficies cónicas del árbol *n* (vista *h*) y *q* (vista *i*) con frecuenciá conduce a la soldadura del cubo y del árbol. Es mejor la construcción con aros cónicos intermedios de bronces forjados duros (Br. KMts 3-1 o Br. B2), que en combinación con las superficies de acero del árbol y del cubo forman una pareja estable contra la soldadura.

En la vista *j* se representa una construcción con el aro cónico seccionado *5*, introducido en la entalla anular en el sector de salida

de las estrías. La construcción *k* con dos aros, uno de los cuales es seccionado *6* y el otro enterizo *7*, además de amortiguar las oscilaciones angulares de los casquillos respecto al árbol, asegura resistencia contra la acción de los momentos de vuelco. La insuficiencia de estas construcciones reside en el debilitamiento de las estrías del árbol por la entalla anular.

Los aros enterizos *8*, *9* (vista *l*) garantizan, lo mismo que los seccionados, prácticamente el centrado sin holgura; deformándose elásticamente bajo la acción del apriete, los aros abarcan compactamente las superficies cilíndricas del árbol.

Los ángulos de conicidad α se hacen entre los límites de 30—60°. Cuanto menor sea α, tanto más fuerte será el apriete, pero al mismo tiempo tanto mayores serán los esfuerzos radiales que comprimen el árbol y rompen el cubo. Los aros se disponen en los nudos de rigidez (vista *j*) o se refuerza el cubo en el sector de disposición de los conos con rebordes anulares (vistas *k*, *l*).

En las construcciones con centrado por dos superficies cónicas (vistas *k*, *l*), el ajuste por las estrías se hace libre con el fin de evitar la simultaneidad de las dos centraciones.

En las uniones intensamente cargadas se emplean procedimientos complementarios para prevenir la acritud y la soldadura: el temple, la cementación, nitruración, fosfatización y sulfonación de las estrías, recubrimientos metálicos (cobreado, estañado, cadmiado, etc.), así como el engrase de la unión con grasas separadoras a base de grafito, disulfuro, molibdeno, etc.

8.2.10 Unión de árboles estriados coaxiales

En la figura 318 se representan los procedimientos de unión de árboles estriados coaxiales. La sujeción con pasador (vista *a*) no garantiza el apriete, no reúne requerimientos de ingeniería y no es de conveniencia en el montaje y desmontaje.

Si puede introducirse en la unión la llave a través de la cavidad interior de los árboles, entonces se emplea el apriete con tuercas arandela (vista *b*) o tornillos pasantes (vista *c*).

En la construcción *d* el tornillo hueco de apriete *1*, para simplificar el montaje, se ha fijado en sentido axial, valiéndose del retén anular *2* colocado en el casquillo *3* que está metido a presión en el árbol *4*, y está garantizado del giro durante el apriete con ayuda de las estrías *5* del árbol *6*.

Si el acceso es posible sólo por el exterior, la unión se tensa con tuercas de unión (vistas *e*, *f*) o con tuercas de ténder (vista *g*) con rosca a la izquierda y a la derecha.

En la vista *h* se muestra una sujeción de rápido desmonte con el cierre de bayoneta *6* y con dos coronas de estrías, una de las cuales *h* entra en la entalla anular en las estrías del árbol *7* y la otra *i*, en la entalla de las estrías del árbol *8*. El cierre se coloca en los

árboles unidos previamente *7*, *8* (en este caso las estrías del cierre pasan libremente por las cavidades de las estrías de los árboles) y, a continuación, se hacen girar en las entallas de modo que las

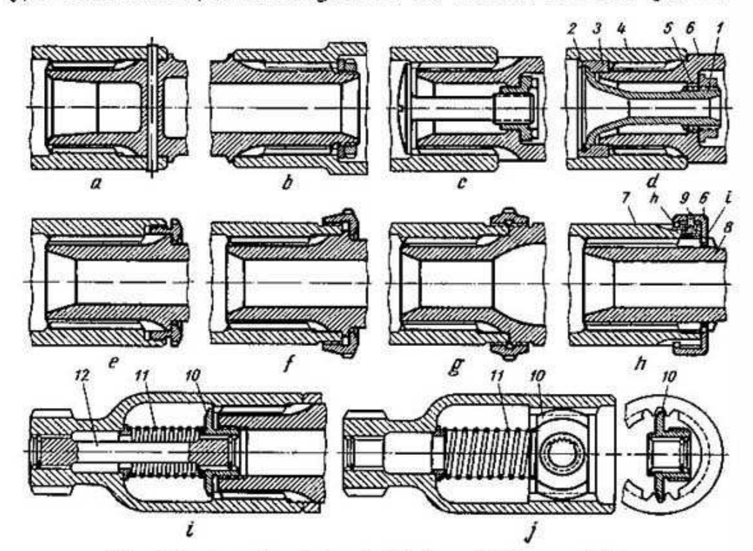


Fig. 318. Acomplamiento de árboles estriados coaxiales

estrías del cierre queden enfrente de las estrías de los árboles y se fijan en esta posición con el fijador de muelle *9*.

Esta construcción no asegura el apriete de la unión.

En las vistas *i*, *j* se muestra la unión de un árbol de botella con el extremo del árbol cigüeñal del motor. La tuerca de apriete *10* se introduce en la cavidad del árbol de botella a través de las estrías (vista *j*), después de lo cual se gira 90° hasta la posición de trabajo; la tuerca se fija en esta posición con el muelle *11* (vista *i*). Luego, el árbol se introduce en el extremo del árbol cigüeñal, se tensa la tuerca con la llave de estrías a través del agujero del árbol y se retiene con el fiador *12* de dos coronas de estrías, una de las cuales entra en las estrías de la tuerca, y la otra en las estrías del árbol de botella.

8.2.11 Extractores

En las construcciones de uniones por estrías con ajuste exacto y particularmente en los casos de centración en conos es necesario prever en la pieza acoplada elementos (rebordes, salientes y agujeros) que admiten el empleo de la herramienta de desmonte o la introducción de extractores especiales.

En la figura 319, *a* se muestra un extractor aplicable en los manguitos de las hélices de aviación.

La tuerca tubular *1* con los agujeros *m* para la palanca para el enroscado, va dotada del ribete *n* introducido en la entalla anular de los semianillos cónicos *2*. Al desenroscar la tuerca desplaza los

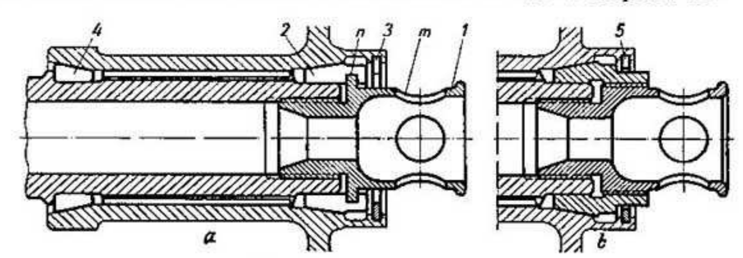


Fig. 319. Extractores

semianillos que, apoyándose en el retén *3*, desplazan el manguito por las estrías. Los semianillos posteriores *4*, después de quitar el manguito, se desmontan con facilidad.

En la construcción con cono anterior enterizo (fig. 319, *b*), la tuerca se enrosca en el cono a rosca con paso que se distingue del paso de la rosca fundamental de la tuerca. Al desenroscar la tuerca desplaza el cono y en pos de éste el manguito a través del retén anular *5*.

En las uniones, donde se necesita la fijación de la posición angular de la pieza acoplada respecto al árbol, se deben prever medios que excluyan la posibilidad del montaje incorrecto. Habitualmente, en la cúspide de una de las estrías del árbol se hace una ranura longitudinal (fig. 320, *a*) o se corta la cima de la estría (fig. 320, *b*) por toda su longitud. En el respectivo sector del cubo se enmangan los pasadores *1*, *2*. La unión se monta sólo en la posición cuando el pasador se encuentra enfrente de la ranura.

En las uniones fuertemente cargadas este procedimiento se aplica para asegurar los posibles montajes reiterados que, con frecuencia, resultan dificultosos debido al desgaste irregular de las estrías.

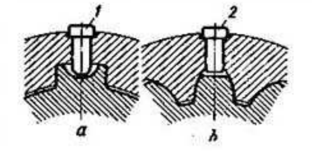


Fig. 320. Fijación angular en las uniones por estrías

8.3 Uniones prismáticas y de perfil

En las uniones prismáticas el momento torsional se transmite por los esfuerzos de aplastamiento en las superficies planas del árbol, es decir, en los rebajos planos (fig. 321, *a*, *b*) y en las facetas (fig. 321, *c*—*f*).

En estas uniones no hay elementos salientes que provocan la concentración de tensiones. No obstante, un considerable salto de

tensiones surge en los sectores de transición de las superficies planas portantes a la superficie cilíndrica del árbol.

Las piezas acopladas se centran en los árboles con rebajos planos, por la superficie cilíndrica; en los árboles polifacéticos, por las facetas. Para aumentar la exactitud del centrado y elevar la uniformidad del reparto de la carga las facetas se rectifican.

Los agujeros en las piezas acopladas se mecanizan por brochado.

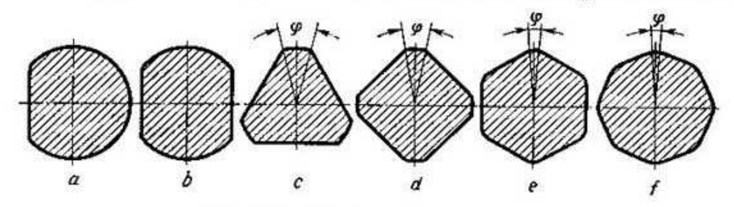


Fig. 321. Arboles prismáticos

Las uniones prismáticas se emplean preferentemente en las instalaciones extremas y, como regla general, se aprietan.

El apriete en los sectores escalonados de transición de las facetas a la parte cilíndrica del árbol *m* (fig. 322, *a*) se aplica sólo en las uniones cargadas débilmente, ya que es difícil lograr la disposición coplanar de las superficies de apoyo.

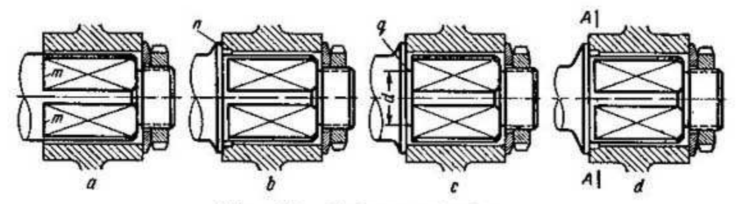


Fig. 322. Uniones prismáticas

Al realizar el tensado en los ribetes de apoyo (vista *b*) entre las facetas y el ribete se deja un cinturón cilíndrico de 1—3 mm y este cinturón se recubre con la entalla anular *n* en el cubo.

En los árboles, cuyas facetas se mecanizan por rectificado, se prevé la entalla *q* para la salida de los bordes de la muela de rectificar (vista *c*) de 2—3 mm de ancho con diámetro interior *d*, algo menor que el diámetro de la circunferencia inscrita en el poliedro. No obstante, las entallas debilitan considerablemente la unión. Por ejemplo, para un tetraedro, el momento de resistencia a la torsión en la sección por la entalla es aproximadamente 3 veces menor que en la sección por el árbol no debilitado (se supone que el diámetro del árbol es igual al diámetro exterior del poliedro). Además

en el sector de disposición de la entalla surge una considerable concentración de tensiones.

En la construcción sin entalla, con recubrimiento de los sectores de salida de la muela con el rebajo anular en el cubo (vista *d*), el debilitamiento es algo menor, pero el esfuerzo de torsión en la sección $A - A$ de la parte prismática del árbol es aproximadamente 2 veces mayor que en la cilíndrica adyacente.

Para conseguir igual resistencia a la torsión es necesario que el diámetro de la circunferencia inscrita en el poliedro sea igual al diámetro del árbol, lo que conduce a un considerable aumento de las dimensiones radiales de la unión, particularmente en los árboles con pequeño número de facetas (tres o cuatro).

Las fuerzas que transmiten el momento torsional están dirigidas perpendicularmente a las facetas y actúan en un pequeño brazo respecto al centro del árbol. Debido a esto, en los extremos de las facetas surgen elevados esfuerzos de aplastamiento que crecen con el aumento del número de facetas, es decir, a medida que se aproxima el poliedro a la circunferencia.

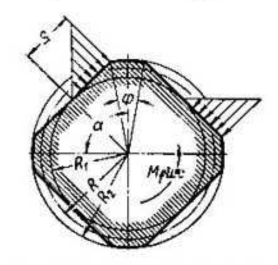


Fig. 232. Para el cálculo de los árboles prismáticos

Aceptemos que los esfuerzos de aplastamiento se reparten por las facetas según la ley del triángulo (fig. 323).

El momento torsional transmitido por la unión es

$$M_{\text{tor}} = i\,\frac{\sigma_{\text{máx}} S^2 L}{3}. \qquad (43)$$

donde i es el número de facetas; $\sigma_{\text{máx}}$ es el esfuerzo máximo de aplastamiento; S es la anchura del área de trabajo que depende del número de facetas y del ángulo φ de los sectores cilíndricos del árbol; L es la longitud de trabajo de la unión.

Supongamos que el ángulo total $i\varphi$ (véase la fig. 321) de los sectores cilíndricos para cada uno de los árboles considerados es igual a 90°, es decir, $\varphi = 90°/i$. Para los árboles con rebajos planos, la anchura de las facetas la tomamos igual a la anchura de las facetas en el árbol cuadrado.

El radio R_1 de la circunferencia inscrita en el poliedro es igual a

$$R_1 = \frac{S}{\operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2} - \frac{\varphi}{2}\right)} = \frac{S}{\operatorname{tg}\left(\frac{360°}{2i} - \frac{90°}{2i}\right)} = \frac{S}{\operatorname{tg}\frac{135°}{i}}.$$

El radio R_2 de la circunferencia circunscrita es igual a

$$R_2 = \frac{S}{\operatorname{sen}\frac{135°}{i}}.$$

El radio medio es

$$R=\frac{R_1+R_2}{2}=\frac{S}{2}\left(\frac{1}{\operatorname{tg}\frac{135^\circ}{i}}+\frac{1}{\operatorname{sen}\frac{135^\circ}{i}}\right),$$

de donde

$$S=\frac{2R}{\frac{1}{\operatorname{tg}\frac{135^\circ}{i}}+\frac{1}{\operatorname{sen}\frac{135^\circ}{i}}}.$$

Sustituyendo este valor de S en la fórmula (43), obtenemos

$$\sigma_{\text{máx}}=\frac{3}{4}\,\frac{M_{\text{tor}}}{iR^2L}\left(\frac{1}{\operatorname{tg}\frac{135^\circ}{i}}+\frac{1}{\operatorname{sen}\frac{135^\circ}{i}}\right).$$

El esfuerzo reducido $\left(\text{para } \frac{M_{\text{tor}}}{\pi R^2L}=1\right)$ es

$$\sigma_{0\,\text{máx}}=\frac{3\pi}{4}\left(\frac{1}{\operatorname{tg}\frac{135^\circ}{i}}+\frac{1}{\operatorname{sen}\frac{135^\circ}{i}}\right). \tag{44}$$

Los valores $\sigma_{\text{máx}}$ calculados por la fórmula (44) se dan en la tabla 29. Para la confrontación se dan el esfuerzo reducido de aplas-

Tabla 29

Indices	$\delta_1=0,5$	$i=1$	$i=2$	$i=3$	$i=4$
$\sigma_{0\,\text{máx}}$	—	25,8	12,9	4,5	6,45
$\sigma_{0\,\text{máx}}/\sigma_0$	1	32	16	5,6	8
Indices	$i=5$	$i=6$	$i=7$	$i=8$	$i=9$
$\sigma_{0\,\text{máx}}$	8	9,8	11,5	13,4	14,9
$\sigma_{0\,\text{máx}}/\sigma_0$	10	12,2	14,4	16,7	18,6

tamiento para las estrías de evolvente con ángulo de perfil $\alpha_0 = 30°$ ($\sigma_0 = 0,8$), así como las relaciones $\sigma_{0\ máx}/\sigma_0$.

Como se ve de la tabla 29, los esfuerzos de aplastamiento en los árboles prismáticos son considerablemente mayores que en las estrías de perfil de evolvente. Para el árbol triédrico más ventajoso estos esfuerzos son 5—6 veces mayores que en los árboles estriados, y en los demás árboles, 8—32 veces mayores. Por eso, los árboles prismáticos se emplean en las uniones poco cargadas, por ejemplo, al transmitir el momento torsional a las palancas o manecillas acopladas

Según el esquema general a las uniones prismáticas están próximas las *uniones de perfil*, de otro modo, las uniones curvas (fig. 324),

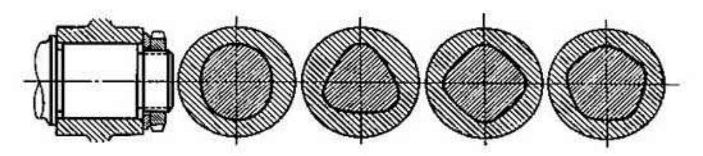


Fig. 324. Uniones de perfil

cuyas superficies de trabajo se han formado por curvas cicloidales, lo que permite trabajarlas por rectificado, valiéndose de aparatos rectificadores epicíclicos o hipocíclicos.

La ventaja de las uniones de perfil reside en que se pueden mecanizar los agujeros en los cubos, tratados térmicamente hasta una elevada dureza.

Los esfuerzos de aplastamiento en las uniones de perfil con superficies convexas son mayores que en los árboles prismáticos de forma análoga, debido a la distribución menos favorable (disminución del brazo de las fuerzas, a medida que se redondea el perfil). Por consiguiente, la capacidad portante de las uniones de perfil, a iguales esfuerzos de aplastamiento, es inferior que en las prismáticas y, mucho más inferior, que en las por estrías.

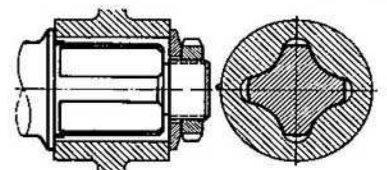
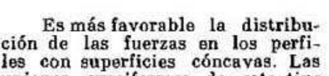


Fig. 325. Unión trebolada



Es más favorable la distribución de las fuerzas en los perfiles con superficies cóncavas. Las uniones cruciformes de este tipo (*uniones treboladas*) (fig. 325) hasta el presente se aplican en los árboles de laminadores. Representando, en esencia estrías de gran dimensión de perfil trapezoidal, estas uniones por su resistencia a la flexión y al aplastamiento son equivalentes a estas últimas. No obstante, a diferencia de las uniones por estrías en éstas está fuertemente debilitada la resistencia a la torsión por el núcleo del perfil.

8.4 Uniones con pasador

8.4.1 Pasadores axiales

Los pasadores axiales (*chavetas de sección redonda*) se emplean para transmitir momento torsional en las uniones no desarmables.

Los pasadores se colocan con ajuste a presión en agujeros conjuntamente taladrados y escariados en el árbol y en el cubo, por el

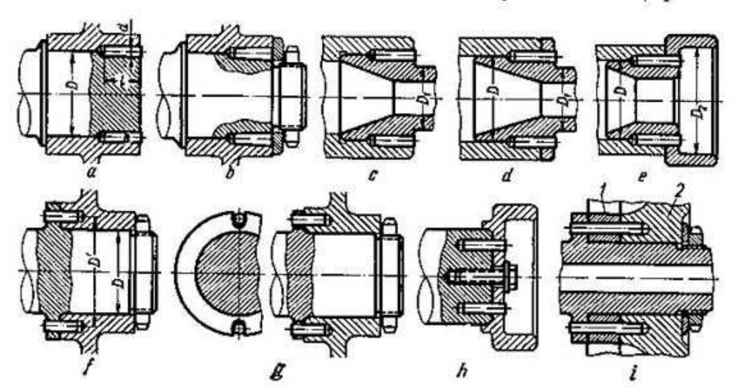


Fig. 326. Uniones con pasadores axiales

empalme de las superficies de encaje (fig. 326, *a*—*e*). Los pasadores cónicos se retienen de la caída, valiéndose de una arandela y tuerca (vista *b*). El cubo se suele colocar con encajes apretados.

El momento torsional transmitido por la unión (sin contar la apretura en las superficies de encaje) es

$$M_{\text{tor}} = 10^{-3} \frac{\tau z \, dlD}{2} \text{ [kgf}\cdot\text{m]}, \qquad (45)$$

donde d y l son respectivamente el diámetro y la longitud de los pasadores en mm; z es el número de pasadores; τ es el esfuerzo admisible de cizalladura en kgf/mm²; D es el diámetro de la unión en mm.

Debido a la forma favorable de las cavidades en el árbol y cubo, la concentración de tensiones es relativamente pequeña. Las uniones con pasadores múltiples de este tipo se aproximan por su resistencia mecánica a las por estrías, y en el caso de ajuste a presión por las superficies centradoras pueden superarlas.

La insuficiencia de estas uniones reside en la necesidad del mecanizado conjunto de los agujeros para los pasadores en el árbol y cubo. El material de la pieza y del árbol debe ser aproximadamen-

te de una misma dureza; en caso contrario, es inevitable el desvío de la broca hacia el lado del metal más blando.

Las uniones con pasadores axiales son aplicables para sujetar piezas acopladas en las instalaciones extremas, si no es demasiado largo el árbol, cuando se garantiza el acceso cómodo de las brocas y escariadores al extremo del árbol.

Con este procedimiento pueden sujetarse las piezas también en el agujero interior del árbol, con la condición de que la pieza no sea demasiado larga y el diámetro exterior D_1 de la pieza sea menor (vistas *c*, *d*) o el diámetro interior D_2 sea mayor (vista *e*) que el diámetro D de la superficie de encaje.

La peculiaridad positiva de las construcciones *d* y *e* reside en que la broca obtiene buena dirección primordial en la pared de la pieza.

En las uniones desarmables los pasadores se meten a presión en el cubo (vistas *f*, *g*) o extremo del árbol (vista *h*); los extremos libres de los pasadores entran con ajustes *C* o *E* respectivamente en los agujeros del árbol o del cubo.

Es admisible la sujeción de piezas de distinta dureza. Esta unión reúne mayores requerimientos de ingeniería que la primera (permite el mecanizado por separado del árbol y de la pieza según plantilla de guía), pero es menos resistente.

En la vista *i* se muestra la sujeción de las piezas *1* y *2* en el árbol con pasadores redondos. Estos pasadores se colocan con ajuste a presión en la pieza *1* con agujero largo y entran con ajuste contrador en el collar del árbol y en la segunda pieza acoplada.

El momento torsional transmitido es

$$M_{tor} = 10^{-3} \frac{\tau z \cdot 0{,}785 d^2 D_1'}{2} \ [\text{kgf} \cdot \text{m}], \quad (46)$$

donde D' es el diámetro de disposición de los pasadores.

Siendo iguales z y d el momento torsional es menor que para las uniones según las vistas *f*—*g* [fórmula (45)], $1{,}27 \frac{l}{d} \cdot \frac{D}{D'}$ veces para los valores habituales de $l/d \approx 4$, y siendo $D'/D \approx 1{,}3$, es aproximadamente 4 veces menor).

8.4.2 Pasadores radiales

En las uniones cargadas débilmente (árboles de accionamientos auxiliares) se emplea la sujeción con pasadores radiales cilíndricos (fig. 327, *a*) o cónicos (vista *b*) que fijan la pieza acoplada en los sentidos angular y axial.

Esta unión reúne pocos requisitos de ingeniería (se necesita el taladrado y escariado conjunto de los agujeros en el cubo y árbol); los agujeros debilitan considerablemente el árbol; se carece de apriete de la unión.

El momento torsional transmitido es

$$M_{tor} = 10^{-3} \frac{\tau \cdot 2 \cdot 0{,}785 d^2 D}{2} \text{ [kgf·m]}. \tag{47}$$

Confrontando esta expresión con la fórmula (46) vemos que la capacidad portante de la unión es $z/2$ veces menor que la de las uniones con pasadores axiales, según la figura 326, *f—h*.

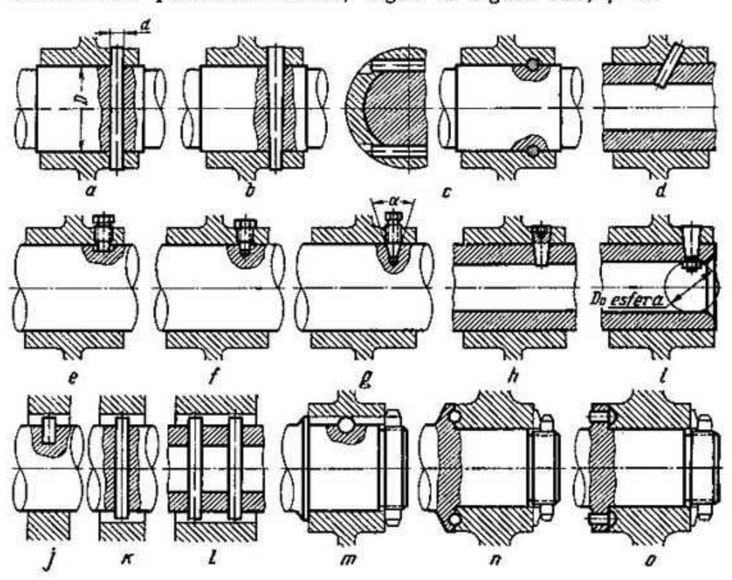


Fig. 327. Uniones con pasadores radiales

La unión por pasadores según la vista *c* es aplicable, siendo el material del árbol y del cubo de una misma dureza.

Si a la pieza acoplada no se puede acercar la herramienta de corte en sentido radial, se emplean pasadores inclinados (vista *d*). Esta unión prácticamente es inseparable.

En las construcciones separables para transmitir pequeños momentos torsionales se emplean pasadores roscados con rabos cilíndricos que entran en la ranura (vista *e*) o en el agujero (vista *f*) en el árbol. La sujeción con pasadores de rabos cónicos (vista *g*) es algo más fuerte. Con el ángulo central de cono $\alpha < 40°$ la unión resulta autorretenida. Aún son más fuertes las uniones con pasadores cónicos lisos con agujero fileteado para el extractor (vista *h*).

Los pasadores cónicos tensados con tuerca interior (vista *i*) son aplicables en las uniones extremas. La superficie de apoyo de la

tuerca debe ser ejecutada en forma de esfera con diámetro D_0 igual al diámetro del agujero del árbol.

En estas construcciones es necesario el escariado conjunto de los agujeros para los pasadores en el cubo y árbol.

En las uniones débilmente cargadas se emplean pasadores radiales, metidos a presión en el árbol y que entran por sus extremos libres en las ranuras de los cubos (vistas *j—l*).

En las uniones para las cargas más ligeras, el momento torsional, a veces, se transmite por una bola establecida en la muesca esférica en el árbol; por el lado opuesto la bola entra en la ranura semirredonda en el cubo (vista *m*).

En la vista *n* se muestra una unión más sólida, valiéndose de bolas establecidas en el empalme del extremo de la pieza y del ribete de tope del árbol. El empleo de bolas, en este caso, es debido a la tendencia de reducir la concentración de tensiones en la pieza acoplada (ejecutada de aleación ligera). Es necesario que los alojamientos semiesféricos estén hechos con precisión, de lo contrario las bolas trabajarán en estado no apretado.

En la unión análoga de la vista *o*, el momento torsional se transmite por las cabezas semiesféricas de los pasadores metidos a presión en el ribete del árbol.

8.5 Uniones embridadas

Las uniones embridadas se emplean preferentemente para unir árboles (fig. 328, *a*), asimismo para sujetar en los árboles piezas del tipo de disco (vista *b*) y de tambor (vista *c*).

El momento torsional se transmite por tornillos prisioneros o por elementos especiales que trabajan a la cizalladura y en parte por las fuerzas de rozamiento que surgen en las superficies de empalme, al apretar los tornillos de apriete.

La coaxialidad de las piezas a unir se consigue con la entalla centradora *m* (fig. 328, *b*) y por la perpendicularidad rigurosa de las superficies de empalme respecto a los ejes de las piezas a acoplar.

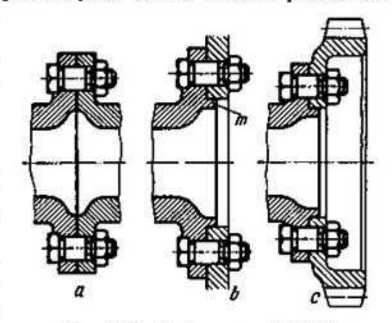


Fig. 328. Uniones embridadas

El aumento del diámetro de disposición de los elementos que transmiten el momento torsional disminuye la fuerza circunferencial y da la posibilidad de aumentar el número de elementos.

La ventaja de las uniones embridadas es la transmisión prácticamente sin holgura del momento torsional que se alcanza con el encaje apretado de tornillo prisionero. Las fuerzas de rozamiento que surgen en el empalme al apretar los tornillos, preven los microdesplazamientos de las superficies conjugadas. Por eso, las uniones embridadas casi no se someten a la acritud, soldadura y a la corrosión por frotamiento que frecuentemente se encuentra en las uniones por cubos.

El momento torsional transmitido por la unión embridada se determina por la resistencia de los tornillos a la cizalladura y por la fuerza de rozamiento en el empalme:

$$M_{\text{tor}} = M_{\text{tor. ciz}} + M_{\text{tor. roz}} =$$
$$= \frac{D}{2} z_1 0{,}785 d_1^2 \tau + \frac{D}{2} (z_1 d_1^2 + z_2 d_2^2)\, 0{,}785 \sigma f, \qquad (48)$$

donde D es el diámetro de disposición de los tornillos; z_1 y d_1 son respectivamente el número y el diámetro de los tornillos prisioneros; z_2 y d_2 son respectivamente el número y el diámetro de los tornillos de apriete; τ y σ son respectivamente los esfuerzos admisibles de cizalladura y de tracción al apretar los tornillos; f es el coeficiente de rozamiento en el empalme de la unión ($f = 0{,}1 \div 0{,}15$).

La relación

$$\frac{M_{\text{tor. roz}}}{M_{\text{tor. ciz}}} = \frac{(z_1 d_1^2 + z_2 d_2^2)\sigma f}{z_1 d_1^2 \tau}$$

caracteriza la parte del momento torsional transmitido por rozamiento.

Supongamos que todos los tornillos son prisioneros ($z_2 = 0$; $d_1 = d_2$), $f = 0{,}15$ y el esfuerzo de cizallamiento es igual al esfuerzo de tracción en los tornillos ($\tau = \sigma$), entonces

$$\frac{M_{\text{tor. roz}}}{M_{\text{tor. ciz}}} 100\% = f 100\% = 15\%.$$

Al calcular las uniones embridadas la fuerza de rozamiento no se suele tener en cuenta, refiriéndola al margen de fiabilidad. Suponiendo que todos los tornillos son prisioneros, hallamos de la ecuación (48) el diámetro de su disposición

$$D = \frac{2{,}55 M_{\text{tor}}}{\tau z d^2}, \qquad (49)$$

donde z y d son respectivamente el número y el diámetro de los tornillos en mm; M_{tor} es el momento torsional en kgf·mm.

El número máximo de tornillos que puede alojarse en la brida es

$$z_{\text{máx}} = \frac{\pi D}{t_{\text{mín}}},$$

donde $t_{mín}$ es el paso mínimo de los tornillos, admisible de la condición del enroscamiento de las tuercas (fig. 329, *a*). Para las tuercas hexagonales, al apretarlas con llave tubular $t_{mín} \approx 2,5d$ y con llave de boca abierta $t_{mín} \approx 3d$.

En el caso de dimensiones radiales limitadas, con el fin de aumentar el número de tornillos de apriete las bridas se tensan con tornillos enroscados

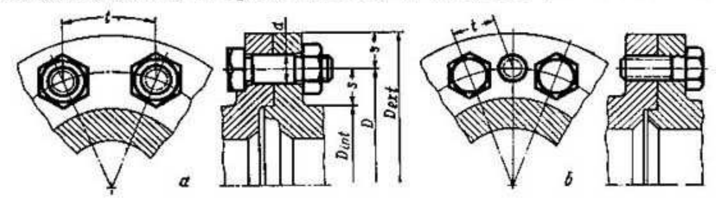


Fig. 329. Dimensiones de las uniones embridadas

(fig. 329, *b*), disponiendo sus cabezas por distintos lados de la brida en orden escaqueado. En este caso, la distancia entre los ejes de los tornillos puede reducirse hasta $t_{mín} \approx 1,8d$.

En el caso más general de apriete de las tuercas con llaves de boca abierta ($t_{mín} \approx 3$), el número límite de tornillos es

$$z_{lím} = \frac{\pi D}{3d} \approx \frac{D}{d}. \tag{50}$$

Sustituyendo esta expresión en la fórmula (49), obtenemos el diámetro mínimo de la brida, de la condición del alojamiento de los tornillos

$$D_{mín} = 1,6 \sqrt{\frac{M_{tor}}{\tau d}}. \tag{51}$$

El diámetro mínimo es igual al diámetro $D_{ár}$ del árbol más la distancia doble s desde la superficie del árbol hasta los ejes de los tornillos. Tomando $s = 1,25d$, obtenemos

$$D_{mín} = D_{ár} + 2,5d. \tag{52}$$

Igualando las expresiones (51) y (52), obtenemos la fórmula para determinar el diámetro d de los tornillos, con el cual el diámetro D de la brida resulta mínimo:

$$1,6 \sqrt{\frac{M_{tor}}{\tau}} = D_{ár} d^{0,5} + 2,5d^{1,5}. \tag{53}$$

El diámetro del árbol $D_{ár}$ depende de las condiciones de su carga.

En virtud de la fórmula (53) se ha trazado el nomograma (fig. 330) para determinar las dimensiones mínimas de la unión embridada.

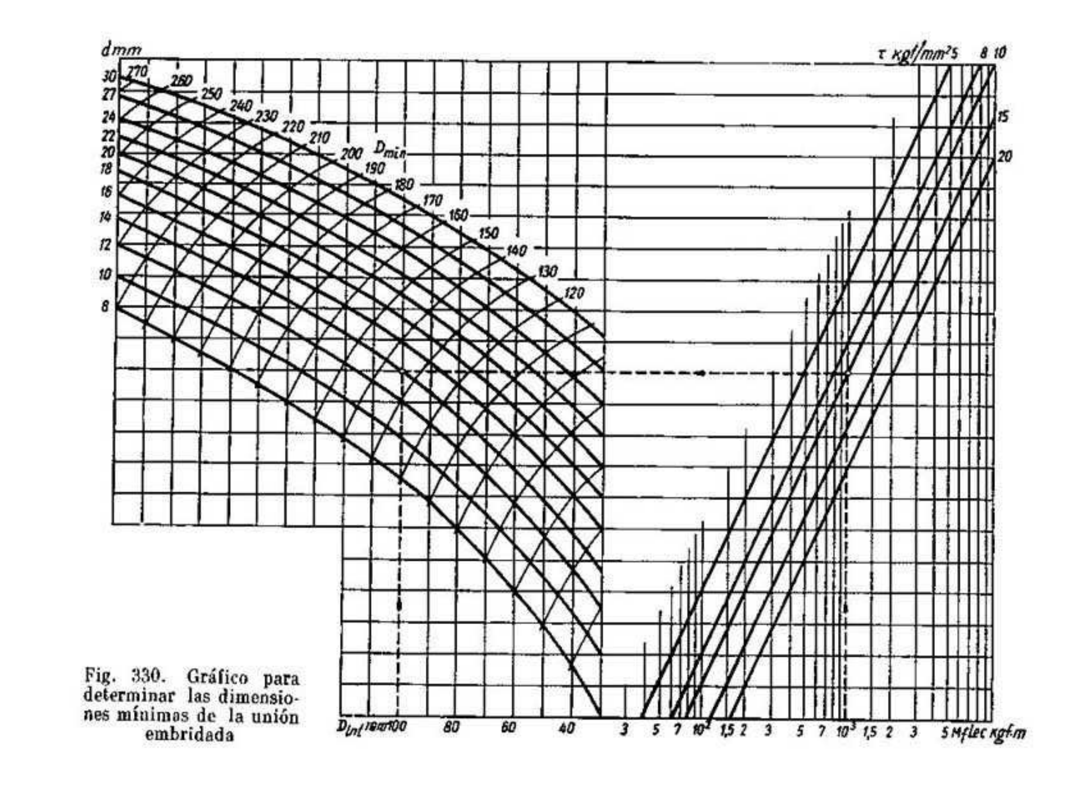


Fig. 330. Gráfico para determinar las dimensiones mínimas de la unión embridada

Supongamos que $M_{tor} = 10^3$ kgf·m, $\tau = 10$ kgf/mm² y $l_{ár} = 100$ mm. Levantemos una perpendicular en el punto $M_{tor} = 10^3$ kgf·m al eje de las abscisas y desde el punto de intersección con la línea $\tau = 10$ kgf/mm² trazamos una línea horizontal, cuyo punto de encuentro con la ordenada $D_{ár} = 100$ mm da el valor $d = 14$ mm. La correspondiente magnitud $D_{mín} = 135$ mm (líneas finas). El número de tornillos, en virtud de la fórmula (50), es

$$z = \frac{D_{mín}}{d} = \frac{135}{14} \approx 10.$$

Al diseñar bridas no siempre se parte de las condiciones de la colocación más compacta de los tornillos. En el caso general sucede que viene dado sólo el momento torsional; se necesita determinar los parámetros de la unión embridada que garanticen la transmisión del momento. El problema no tiene solución simple. El diámetro de la brida, el número y diámetro de los tornillos son variables independientes; existe un gran número de combinaciones de estos parámetros que satisfacen la condición de resistencia mecánica.

El cálculo se realiza por la fórmula (49). Para simplificar el cálculo se traza el monograma (fig. 331).

Supongamos que $M_{tor} = 10^3$ kgf·m, $\tau = 10$ kgf/mm². Levantemos una perpendicular en el punto $M_{tor} = 10^3$ kgf·m y por el punto de su intersección con la línea $\tau = 10$ kgf/mm² trazamos una línea horizontal a través de la rejilla de líneas en la parte superior izquierda del gráfico. Las líneas llenas indican el diámetro de los tornillos, las finas, el número límite de tornillo $z_{lím}$ para el diámetro dado de los tornillos, conforme a la fórmula (50).

En la figura 331 se muestra la construcción para $d = 14$ mm. En el punto de intersección de la horizontal con la línea $d = 14$ leemos el valor límite $z_{lím} = 10$. Trazando una vertical hasta la intersección con la rejilla de líneas z (parte izquierda inferior del diagrama) hallamos en el eje de coordenadas los valores indicados en la tabla.

z	10	8	6	5	4
D_{mm}	130	165	220	260	330
$D_{ár\ máx}$	95	130	185	225	295
D_{ext}	165	200	255	295	365

Conviene evitar los valores extremos de la serie. A grandes z se complica la construcción y disminuye el diámetro límite del árbol (tercer renglón de la tabla) igual según la fórmula (52) a $D_{ár\ máx} = D - 2{,}5d$, a pequeños z aumenta el diámetro exterior de la brida, que para las condiciones medias puede tomarse igual a $D_{ext} = D + 2{,}5d$ (cuarto renglón). En el caso considerado la magnitud más apropiada es $z = 8$.

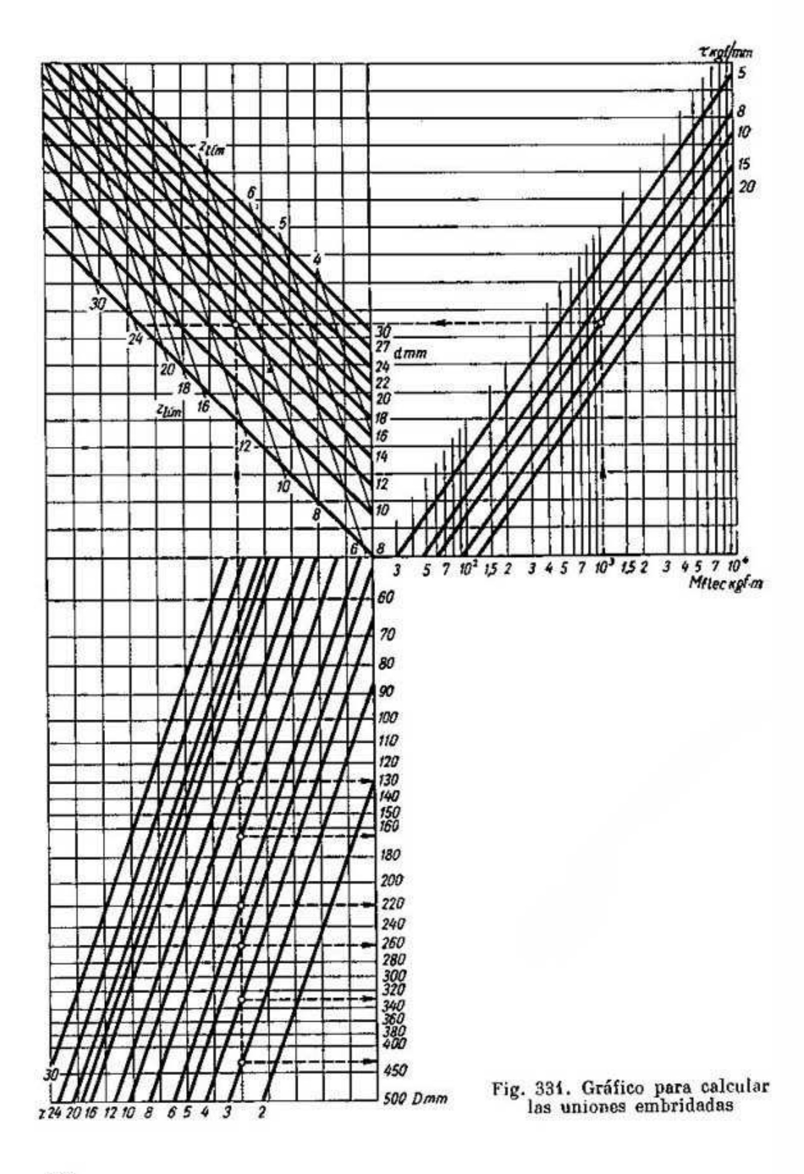


Fig. 331. Gráfico para calcular las uniones embridadas

El espesor de la brida en el sector de disposición de los tornillos se determina de la condición de la rigidez de la brida y de la resistencia de los tornillos al aplastamiento. El esfuerzo de aplastamiento es

$$\sigma_{aplas} = \frac{2M_{tor}}{zDdb}, \qquad (54)$$

donde b es el espesor de la brida (fig. 332).

El esfuerzo de cizalladura en los tornillos es

$$\tau = \frac{2M_{tor}}{0{,}185d^2zD}. \qquad (55)$$

Dividiendo miembro a miembro las ecuaciones (54) y (55), obtenemos

$$b = 0{,}785d\frac{\tau}{\sigma_{aplas}}.$$

Suponiendo que $\tau = \sigma_{aplas}$ y teniendo en cuenta la reducción de la longitud de trabajo de los tornillos, debido a la presencia de rosca y de la ranura m en el sector de transición del vástago del tornillo a la cabeza, habitualmente se toma

$$b = (1 \div 1{,}2)d. \qquad (56)$$

El espesor de la brida en el sector de transición a la cintura de fuerza se hace $b' \approx 0{,}8b$ y en el sector de transición al árbol $b'' = (0{,}15 \div 0{,}2)\, d_{ár}$.

Las formas típicas de bridas de pequeño diámetro se muestran en la figura 333, *a—d*. Las bridas de gran diámetro se hacen cónicas (vista *e*); el sector de transición al árbol se refuerza con un redondeo suave m y con una cintura de rigidez n.

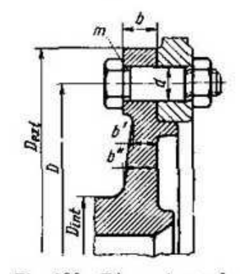


Fig. 332. Dimensiones de las uniones embridadas

Para aumentar la rigidez, particularmente en presencia de fuerzas y momentos flectores, a las bridas se les dan formas de cazoleta (vista *f*), cónicas (vista *g*) o de tulipán (vista *h*).

Las superficies de empalme de las bridas se mecanizan con una pureza de $\nabla 7 - \nabla 8$, observando la perpendicularidad de los ejes en los límites que dependen de la exactitud indispensable de la dirección (el batimiento frontal es por término medio de 0,01—0,03 mm por 100 mm de radio).

Los agujeros para los tornillos prisioneros se mecanizan en conjunto o según plantilla de guía con el subsiguiente escariado conjunto para los ajustes *For* o *Ad*. Para garantizar el montaje de las bridas en la posición, en la que se realizó el mecanizado conjunto, se colocan pasadores de control o uno de los agujeros se dispone bajo un ángulo que se distingue del ángulo de disposición de los demás agujeros.

Los tornillos prisioneros se fabrican de aceros al carbono 45, 50 o aleados (40X) y se someten a tratamiento térmico hasta la dureza *HRC* 30—45 (temple con revenido medio).

Los tornillos se calculan a la cizalladura por la fuerza circunferencial y a la tracción por la fuerza de apriete previo. El esfuerzo

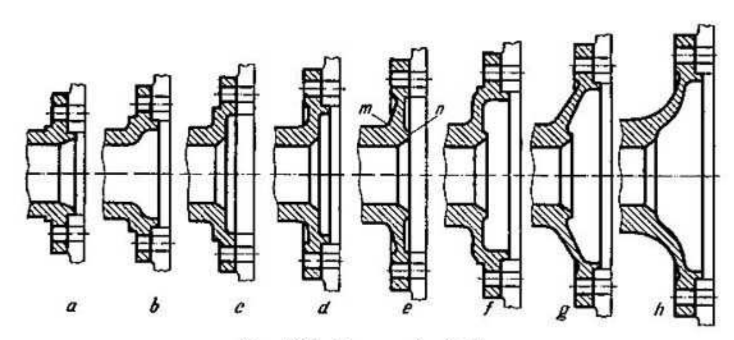


Fig. 333. Formas de bridas

total en la sección peligrosa (plano de cizallamiento) por la tercera teoría de resistencia mecánica

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{trac}^2 + 4\tau^2},$$

donde σ_{trac} y τ son respectivamente los esfuerzos de tracción y cizallamiento.

Habitualmente, se toma $\sigma_{trac} = 10$ kgf/mm² y $\tau = 5 \div 10$ kgf/mm². El esfuerzo total es

$$\sigma = \sqrt{10^2 + 4\,(5 \div 10)^2} \approx 15 \div 20 \text{ kgf/mm}^2.$$

Además de los tornillos prisioneros cilíndricos (fig. 334, *a*, *b*) se emplean los cónicos (vista *c*). Los tornillos cónicos no aseguran el apriete de las bridas, debido a lo cual éstos se alternan con los tornillos de apriete ordinarios.

El momento torsional se transmite también valiéndose de pasadores (vistas *d*, *e*) situados en los intermedios entre los tornillos de apriete. Para economizar sitio los elementos que trabajan a la cizalladura se hacen en forma de casquillos que se establecen concéntricamente con los tornillos de apriete (vista *f*—*j*). La construcción *j* con tornillos cónicos, cuyo apriete ensancha el casquillo y garantiza su adherencia compacta a las paredes de los agujeros en el sector de cizallamiento, asegura una unión sólida.

En la vista k se representa un ejemplo de transmisión del momento torsional en una unión de bridas múltiples, valiéndose de tornillos prisioneros y casquillos.

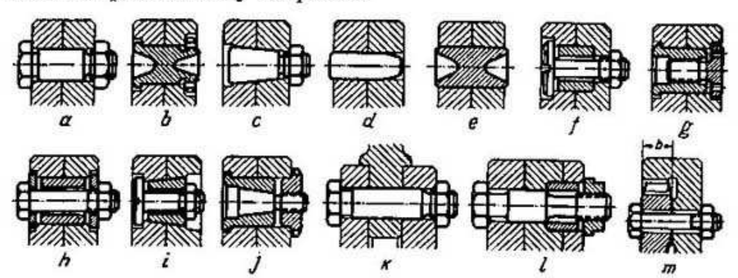


Fig. 334. Diversidades constructivas de los elementos que transmiten momento torsional

Para la transmisión de grandes momentos torsionales se emplean estrías radiales (vista m) (con más frecuencia de evolvente) o estrías extremas de perfil triangular (fig. 335, a).

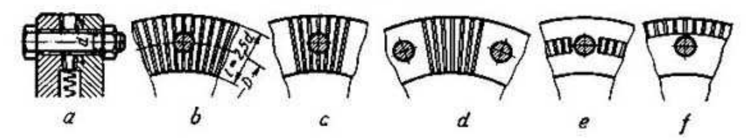


Fig. 335. Bridas con estrías extremas

Al hacer el cálculo a la cizalladura por la base de las estrías, el momento torsional transmitido por las estrías es

$$M'_{tor} \approx \frac{\pi D^2}{2} l\tau,$$

donde L es el diámetro medio de la cintura estriada en mm; l es la anchura de la cintura de las estrías en mm; τ es el esfuerzo admisible de cizalladura en kgf/mm².

Para los tornillos prisioneros compactamente dispuestos, según la fórmula (51),

$$M_{tor} \approx 0{,}4D^2\tau d.$$

La relación de los momentos torsionales en la transmisión por estrías y por tornillos es

$$\frac{M'_{tor}}{M_{tor}} \approx 4\frac{l}{d}.$$

Para las estrías radiales (véase la fig. 334, m), cuando $l = b$, para el espesor ordinario de la brida $b = d$ es

$$\frac{M'_{tor}}{M_{tor}} \approx 4.$$

Para las estrías extremas, siendo $l = 2,5d$ (fig. 335, *a*)

$$\frac{M'_{tor}}{M_{tor}} \approx 10.$$

Por consiguiente, la capacidad de carga de las bridas con estrías radiales es aproximadamente 4 veces mayor, y con estrías extremas, 10 veces mayor que la de las bridas con tornillos prisioneros dispuestos compactamente.

En las uniones cargadas con esfuerzos no demasiado grandes la extensión de las estrías extremas suele disminuirse, ejecutándolas por sectores aislados en las secciones de disposición de los tornillos de apriete (vista *b*), entre ellos (vista *c*) o bien disminuyendo la altura de la cintura estriada (vistas *d*, *e*).

Las dimensiones de los sectores estriados se determinan de la condición

$$M_{tor} = F\tau R_{med},$$

donde F es el área total de los sectores estriados; R_{med} es el radio medio de su disposición; τ es el esfuerzo admisible de cizalladura en las estrías.

Los tornillos de apriete de las bridas con estrías extremas están cargados, además de la fuerza de apriete previo, también por la fuerza axial, que surge al transmitir el momento torsional debido a la inclinación de las facetas de trabajo de las estrías igual a

$$P_{ax} = \frac{M_{tor}}{R_{med}} \operatorname{tg} \alpha/2,$$

donde α es el ángulo en la cúspide del perfil de las estrías en sección media.

Para el valor ordinario de $\alpha = 60°$

$$P_{ax} = 0,577 \frac{M_{tor}}{R_{med}}.$$

8.6 Uniones por fricción [1]

8.6.1 Uniones cónicas

En las uniones cónicas el momento torsional se transmite por el rozamiento que surge en las superficies de encaje, al apretar el cubo en el árbol.

Es necesario un control riguroso de la fuerza de apriete. Si el apriete es insuficiente, disminuye la capacidad portante de la unión, en el caso de apriete excesivo, pueden aparecer tensiones, peligrosas para la resistencia mecánica, en las piezas externa e interna.

[1] Las uniones a presión con apretura garantizada que se refieren a este apartado se examinan en el volumen I, apartado 11.

Lo mismo que las uniones a presión, las uniones cónicas se emplean preferentemente en las colocaciones extremas.

Las uniones cónicas pueden montarse en cualquier posición angular de la pieza acoplada en el árbol. En caso que se necesite mantener una determinada posición angular, en la unión se introducen elementos fijadores, por ejemplo, una chaveta ligera, un pasador posicionador, etc.

La posición axial de la pieza acoplada en el árbol oscila, debido a las desviaciones de producción de las dimensiones diametrales de las superficies cónicas del árbol y del agujero del cubo. Durante el apriete, el cubo se desplaza a lo largo del árbol a la magnitud de hasta varios milímetros. En los aprietes reiterados, la posición de la pieza varía como resultado del aplastamiento de las superficies de encaje, que tiene lugar en el curso de explotación.

Las uniones cónicas *a presión* (fig. 336, *a*) se emplean en las uniones forzadas y raramente desarmables, las *de apriete* (fig. 336, *b*, *c*), en las desarmables.

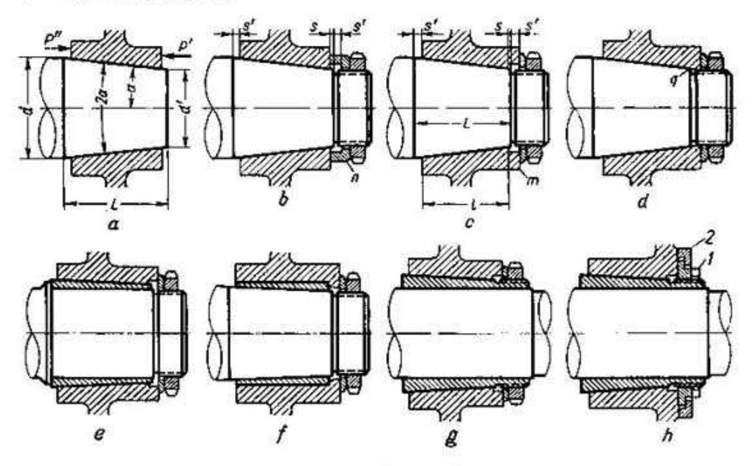


Fig. 336. Uniones cónicas

Las superficies cónicas del árbol y del cubo se mecanizan, como regla general, por la 2ª clase de precisión con pureza de ∇8—∇10. En las uniones desarmables de importancia los conos se verifican al minio hasta obtener un contacto en un área no menor del 80% de la superficie del cono.

Para simplificar el esmerilado y las reiteradas revisiones es mejor que el cono del árbol salga del agujero del cubo a la magnitud $s = 1,4 \div 2$ mm (vistas *b*, *c*). De lo contrario, en las paredes del agujero, en los puntos *q* (vista *d*), durante

el esmerilado se forma un escalón anular que dificulta el desplazamiento del cubo a lo largo del árbol.

La parte colgante del cono del árbol se recubre con el saliente anular m en el cubo (vista c) o, con la arandela de copa n (vista b) con una reserva s' para el desplazamiento axial del cubo durante el apriete. Teniendo en cuenta el posible aplastamiento de las superficies de encaje en el período de explotación, la reserva se hace igual a $(1{,}5 \div 2)\ h$, donde h es el desplazamiento axial calculado del casquillo durante el apriete primordial.

La rosca del árbol también debe ejecutarse con una reserva s'.

Para evitar la disminución de la longitud de trabajo de la unión como resultado de las revisiones, el extremo opuesto del cono debe salir fuera del cubo a una magnitud no menor de s'.

De este modo, la longitud del cono del árbol debe ser igual a $L = l + s + s'$ (l es la longitud de la superficie de trabajo del cubo).

En las uniones que se someten a cargas cíclicas, para evitar la acritud y la soldadura de las superficies de encaje se introducen casquillos intermedios de bronces duros (Br. KMts-3-1 o Br. B2) con conicidad exterior (fig. 336, e) o interior (vista f).

En este caso, el centrado tiene lugar por dos superficies, lo que requiere elevados requisitos a la exactitud de fabricación de los casquillos.

Es más racional emplear el recubrimiento galvánico o termodifusivo de las superficies de contacto con metales blandos (Cu, Zn, Cd). Estos recubrimientos no sólo evitan la soldadura, sino que también elevan considerablemente la capacidad portante de la unión.

Si se colocan piezas en árboles de gran longitud, asimismo si la posición axial de las piezas en el árbol se tiene que regular en amplios límites, se emplean casquillos de apriete (vistas g, h).

En la construcción h se ha previsto un dispositivo extractor. Al desenroscar la tuerca *1*, ésta, apoyándose con el reborde en la arandela *2*, enroscada al cubo, extrae el cubo del árbol.

8.6 1.1 Conicidad

Se llama conicidad a la relación

$$K = \frac{d - d'}{L} = 2\,\mathrm{tg}\,\alpha$$

donde d y d' son respectivamente los diámetros grande y pequeño del cono (fig. 336, a) en mm; L es la longitud del cono en mm [habitualmente $L = (1 \div 1{,}2)\ d$]; α es la mitad del ángulo central del cono.

Se llama inclinación a la relación

$$Y = \frac{d - d'}{2L} = \mathrm{tg}\,\alpha .$$

Por consiguiente,

$$Y = 0{,}5K .$$

El gráfico de la dependencia del ángulo α de K e Y se expone en la figura 337.

La conicidad no ejerce influencia en la magnitud del momento torsional transmitido, si el apriete se realiza partiendo de que se cree en la unión la apretura calculada. Con la disminución de la conicidad, disminuye la fuerza indispensable de apriete, y aumenta el desplazamiento axial, con el aumento de la conicidad, al contrario.

Siendo la fuerza de apriete constante, con la disminución de la conicidad aumenta la apretura radial y el momento torsional transmitido, pero al mismo tiempo crecen los esfuerzos en el árbol y en el cubo.

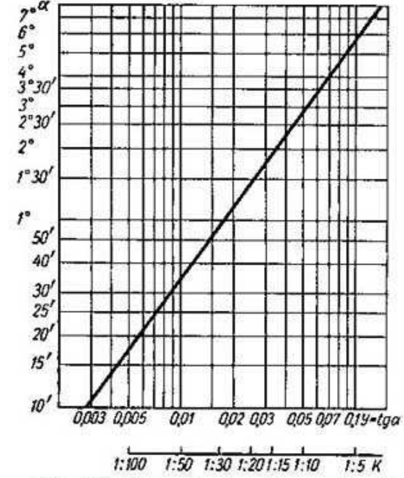


Fig. 337. Dependencia entre α, K y Y

La capacidad de resistencia de las uniones cónicas *a presión* al desplazamiento axial no es la misma en distintas direcciones. Si la carga está dirigida en sentido opuesto al vértice del cono (saeta llena en la fig. 336, *a*), la fuerza de rozamiento en la superficie de encaje y la componente axial de la reacción de la compresión elástica de la pieza interna y de la tracción de la externa, oponen resistencia al desplazamiento.

La fuerza de rozamiento es

$$F = k\pi d_{\text{med}} l f,$$

donde k es la presión específica en la superficie de encaje; l y d_{med} son respectivamente la longitud y el diámetro de la superficie de encaje ($d_{\text{med}} \approx d$); f es el coeficiente de rozamiento.

La fuerza axial de la reacción es

$$P_{\text{ax}} = k\pi d_{\text{med}} l \operatorname{tg} \alpha,$$

donde α es la mitad del ángulo en el vértice del cono.

La fuerza total de desplazamiento es

$$P' = F + P_{\text{ax}} = k\pi d_{\text{med}} l (f + \operatorname{tg} \alpha). \tag{57}$$

Al desplazamiento en sentido inverso (saeta punteada) lo obstaculiza sólo la fuerza de rozamiento. La fuerza de reacción elástica, por el contrario, contribuye al desplazamiento. El esfuerzo de cizallamiento, en este caso, es

$$P'' = F - P_{\text{ax}} = k\pi d_{\text{med}} l (f - \operatorname{tg} \alpha). \tag{58}$$

La relacion P''/P' es

$$\frac{P''}{P'}=\frac{f-\operatorname{tg}\alpha}{f+\operatorname{tg}\alpha}. \tag{59}$$

En la figura 338 se muestran las fuerzas P' y P'' calculadas de acuerdo con las fórmulas (57) y (58), en función del ángulo α (la magnitud $k\pi d_{\text{med}}l$ se ha tomado igual a la unidad), y las relaciones P''/P', determinadas por la fórmula (59). Los cálculos se han ejecutado para distintos valores de f.

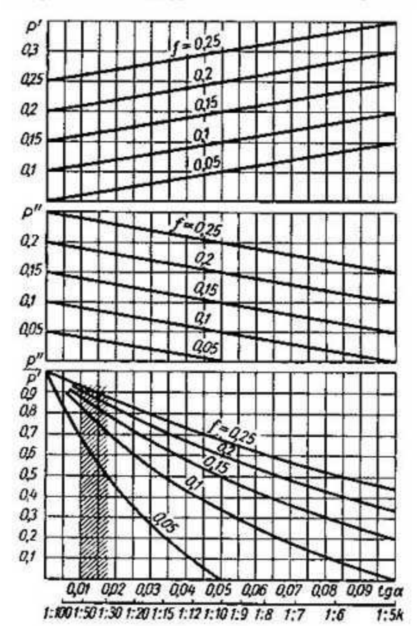


Fig. 338. Fuerzas de desplazamiento axial P' y P'' y relación P''/P' en función de K y f

Como se ve en la figura, la fuerza P' aumenta y la fuerza P'' diminuye directamente proporcional a K. Con el aumento del coeficiente de rozamiento estas fuerzas aumentan.

Para un trabajo fiable de la unión es necesario que la relación P''/P' sea, en lo posible, próxima a la unidad. Esta condición se mantiene siendo $K < 1:50$ (si $f = 0{,}1$ la relación $P''/P' > 0{,}8$). Con el aumento de K la relación P''/P' disminuye (siendo $f = 0{,}1$ y $K > 1:20$ la relación $P''/P' < 0{,}6$). Siendo $K = 1:10$ y para el valor mínimo $f_1 = 0{,}05$ la fuerza P'' resulta igual a cero (lo que significa la alteración de la condición de autofrenado: $K = 2\operatorname{tg}\alpha \leqslant 2f \leqslant 1:10$). Siendo $K \leqslant 1:50$ la fuerza P'' disminuye insignificantemente (siendo $K = 1:100$ la relación P''/P' es aproximadamente un 10% mayor que para $K = 1:50$). Al mismo tiempo la disminución de K provoca una serie de fenómenos negativos: el aumento del desplazamiento axial en el proceso de enmangado, el aumento de la sensibilidad de la unión a la sobrecarga por las fuerzas P'. Las conicidades recomendables para las uniones a presión son $K = 1:50 - 1:30$ (en la fig. 338, la parte rayada), con las cuales la relación $P''/P' \approx 0{,}8 \div 0{,}6$ y conserva una magnitud satisfactoria 0,5, incluso siendo $f = 0{,}05$.

Los casquillos de apriete (fig. 336, e — h), con el fin de disminuir el espesor del casquillo, se hacen con una conicidad de hasta 1 : 100.

La capacidad de carga de las *uniones apretadas* (fig. 336, b, c) por fuerzas dirigidas hacia el vértice del cono es considerablemente mayor y se determina por la resistencia de la tuerca de sujeción a la cizalladura. En este caso no hay limitaciones en la elección del ángulo del cono. Para aumentar la capacidad de carga axial en dirección desde el vértice del cono, disminuir el desplazamiento axial durante el apriete, así como para simplificar las operaciones de esmerilado (que necesitan la reiterada extracción y colocación del cubo), habitualmente se emplea la conicidad $K = 1 : 20 \div 1 : 10$, a veces hasta 1 : 5.

8.6.1.2 Montaje de uniones cónicas

La magnitud de la apretura en las uniones cónicas a presión se regula por uno de los siguientes procedimientos:

a) por el enmangado *con un esfuerzo reglamentado*;

b) por el enmangado del árbol *con impacto normalizado*;

c) por el enmangado para el desplazamiento axial calculado h (*apretura axial*);

d) por el montaje *térmico* (con calentamiento de la pieza externa o con el enfriamiento de la interna).

El procedimiento del enmangado con esfuerzo calculado no es suficientemente exacto, ya que la fuerza de enmangado depende del coeficiente de rozamiento que puede oscilar considerablemente.

Como demuestra la experiencia, se obtienen unos resultados más estables con el enmangado *por impacto normalizado*, es decir, con la caída de un peso desde una altura determinada.

La magnitud del peso y la altura de caída se elige experimentalmente, sobre la base de las probetas patrones, aumentando sucesivamente la fuerza de impacto hasta obtener la capacidad portante prefijada.

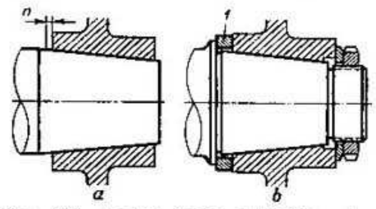


Fig. 339. Apriete hasta el desplazamiento axial calculado

El procedimiento más exacto es el enmangado para el desplazamiento calculado. El cubo se coloca compactamente en el cono del árbol a mano o con un pequeño esfuerzo (es preferible que sea normalizado), después de lo cual se hace el enmangado a la magnitud prefijada h (fig. 339, a).

En el montaje térmico (con calentamiento de la pieza acoplada o con enfriamiento del árbol) la pieza se coloca en el árbol sin apretura

o con una apretura insignificante. Después de enfriar la pieza (o de calentar el árbol) en la unión surge apretura, cuya magnitud se determina completamente por la temperatura de calentamiento (de enfriamiento).

La temperatura indispensable de calentamiento es

$$t = 10^{-3}\frac{\Delta}{\alpha_2 d} + t_0; \tag{60}$$

la temperatura de enfriamiento es

$$-t = 10^{-3}\frac{\Delta}{\alpha_1 d} - t_0, \tag{61}$$

donde Δ es la apretura diametral indispensable en μ; α_2 y α_1 son los coeficientes de dilatación lineal de los materiales respectivamente de la pieza externa y del árbol; t^o es la temperatura del taller.

A diferencia de las uniones a presión cilíndricas, en las cuales la temperatura de calentamiento (de enfriamiento) ejerce influencia sólo en la magnitud del huelgo de montaje, pero no repercute en la magnitud de la apretura definitiva, en las uniones a presión cónicas esta temperatura determina directamente la magnitud de la apretura. En este caso, es necesario mantener exactamente la temperatura de montaje, lo que representa determinadas dificultades, particularmente en el enfriamiento (debido a la limitación de la elección de los medios refrigerantes). Además, en la exactitud de los resultados ejerce influencia el cambio de temperatura, difícil de calcular, durante el transporte de las piezas calentadas (o enfriadas) al sitio de montaje.

En las uniones apretadas la apretura se regula atornillando la tuerca con momento torsional normalizado o (un procedimiento más exacto) con el apriete al desplazamiento calculado del cubo por el árbol.

La magnitud de la apretura axial h se mantiene según la diferencia de las marcas de referencia en el árbol para el ajuste exacto del cubo y después del apriete, o con el apriete en el ribete del árbol (fig. 339, *b*). Para compensar las desviaciones de producción de las dimensiones diametrales de los conos del árbol y del agujero que provocan oscilaciones considerables de la posición axial del cubo en el árbol, entre el ribete y el cubo se establecen anillos reguladores *1*.

El espesor de los anillos y la distancia nominal del ribete al corte del cubo deben ser elegidos con una reserva de $\approx 1{,}5h$ que asegure la creación de una apretura en las ulteriores revisiones, teniendo en cuenta la posibilidad del reiterado esmerilado de la unión.

Para simplificar el desmontaje, en las uniones cónicas apretadas es conveniente introducir extractores.

La extracción hidráulica (véase la fig. 13, *a*) es la más conveniente (pero no siempre es aplicable en las condiciones de explotación). Al suministrar el aceite por el sistema de conductos a las superficies de encaje bajo una presión de 1000—2000 kgf/mm² el cubo sale por sí solo del árbol, a veces con un fuerte estirón correspondiente al paso del rozamiento en reposo al rozamiento en movimiento.

8.6.1.3 Capacidad portante

El momento torsional en kgf m, transmitido por la unión cónica es

$$M_{tor} = 10^{-3} \frac{\pi d_{med}^2 lkf}{2} = 5 \cdot 10^{-4} \pi d^2 lkf, \quad (62)$$

donde d_{med} es el diámetro medio del cono en mm (fig. 340); l es la longitud activa de la unión en mm; k es la presión sobre la superficie de encaje en kgf/mm²; f es el coeficiente de rozamiento.

La magnitud $d_{med} = d\,(1 - l/d \operatorname{tg} \alpha)$ puede sin gran error sustituirse por el diámetro d del cono.

El momento torsional máximo que transmite la unión se determina por el esfuerzo admisible de aplastamiento σ_{aplas} en las superficies de encaje, así como por las tensiones que surgen en el árbol y cubo durante el apriete (habitualmente el límite son las tensiones en el cubo).

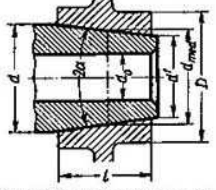


Fig. 340. Esquema de cálculo

En la tabla 30 se exponen los valores de σ_{aplas} para los materiales más utilizados.

Tabla 30

Material del cubo	σ_{aplas} en kgf/mm²
Aceros mejorados	20—25
Fundiciones grises	2—5
Aleaciones a base de aluminio	1—2

Las uniones se calculan con una reserva $n = 2 \div 2{,}5$, aumentando el momento torsional prefijado n veces, o, lo que es lo mismo, disminuyendo n veces el coeficiente calculado de rozamiento.

La fuerza axial indispensable para crear la presión k es

$$P_{ax} = k\pi d_{med} l \operatorname{tg} \alpha. \quad (63)$$

Sustituyendo en esta expresión el valor k de la ecuación (62), obtenemos

$$P_{ax} = 10^3 \frac{M_{tor} 2 \operatorname{tg} \alpha}{d_{med} f} = 10^3 \frac{M_{tor} K}{d_{med} f}. \quad (64)$$

La fuerza de apriete P_{apr} es igual a la suma de la fuerza P_{ax} y de las fuerzas de rozamiento que surgen en el desplazamiento

axial del cubo por el árbol:

$$P_{\text{apr}} = kπd_{\text{med}} l\,(f + \operatorname{tg} α) = P_{\text{ax}} \left(\frac{f}{\operatorname{tg} α} + 1 \right) =$$

$$= 10^3 \frac{M_{\text{tor}} K}{d_{\text{med}} f} \left(\frac{f}{\operatorname{tg} α} + 1 \right). \qquad (65)$$

Ya que $\operatorname{tg}α = 0{,}5K$, entonces

$$P_{\text{apr}} = 10^3 \frac{M_{\text{tor}}}{d_{\text{med}}} \left(2 + \frac{K}{f} \right). \qquad (66)$$

La resistencia a la cizalladura en dirección hacia el vértice del cono (para las uniones introducidas a presión) es

$$P'' = kπd_{\text{med}} l\,(f - \operatorname{tg} α) = 10^3 \frac{M_{\text{tor}}}{d_{\text{med}}} \left(2 - \frac{K_1}{f} \right). \qquad (67)$$

La apretura diametral Δ que surge en la unión durante el apriete, depende de la rigidez radial del árbol y del cubo y es igual, según la fórmula de Lame, a

$$Δ = 10^3 k d θ\ [μ], \qquad (68)$$

donde k, por la fórmula (58), es

$$k = 10^3 \frac{2M_{\text{tor}}}{πd_{\text{med}} l f}; \qquad (69)$$

θ es un coeficiente igual a

$$θ = \frac{c_1 - μ_1}{E_1} + \frac{c_2 + μ_2}{E_2}; \qquad (70)$$

aquí E_1; E_2 y $μ_1$; $μ_2$ son los módulos de elasticidad normal y las constantes de Poisson de los materiales respectivamente del árbol y del cubo; c_1 y c_2 son coeficientes iguales a

$$c_1 = \frac{1 + a_1^2}{1 - a_1^2}; \qquad (71)$$

$$c_2 = \frac{1 + a_2^2}{a_1^2}, \qquad (72)$$

donde a_1 y a_2 son factores de delgadez de las paredes (relación del diámetro interior d_{in} al exterior d_{ex}) respectivamente para el árbol y el cubo ($a_1 = d_{\text{med}}/d_0$; $a_2 = D/d_{\text{med}}$, véase la figura 340).

En la figura 341 se expone la curva de c en función de $a = d_{\text{in}}/d_{\text{ex}}$.

Si el árbol y el cubo están hechos de un mismo material ($E_1 = E_2 = E$; $μ_1 = μ_2$).

$$θ = \frac{c_1 + c_2}{E}. \qquad (73)$$

El esfuerzo máximo de compresión en el árbol es

$$σ_1 = \frac{2k}{1 - a_1^2}. \qquad (74)$$

El esfuerzo máximo de rotura en el cubo es

$$\sigma_2 = \frac{2k}{1-a_2^2}. \tag{75}$$

La apretura axial h indispensable para obtener la magnitud calculada Δ:

$$h = 10^{-3}\frac{\Delta'}{C}[\text{mm}], \tag{76}$$

donde

$$\Delta' = \Delta + 2\varphi(R_{z1} + R_{z2});$$

aquí R_{z1} y R_{z2} son la altura de las microirregularidades respectiva-

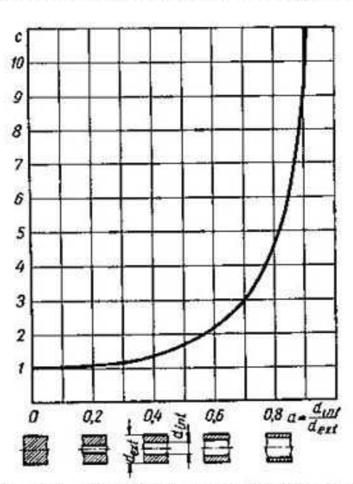


Fig. 341. Coeficiente c en función de a

mente de las superficies del árbol y del agujero en μ; φ es el coeficiente de aplastamiento de las microirregularidades.

Habitualmente se toma $\varphi = 0,5$. Entonces

$$\Delta' = \Delta + R_{z1} + R_{z2}. \tag{77}$$

Aportamos el valor R_z según sea la pureza del mecanizado:

Pureza del mecanizado	▽6	▽7	▽8	▽9	▽10	▽11
R_z en μ	20	6,3	3,2	1,6	0,8	0,4

Con una pureza del mecanizado mayor que ∇7 y con apreturas ordinarias, los valores de R_z no son grandes en comparación con Δ (<10%), debido a lo cual puede tomarse $\Delta' = \Delta$. Es aún más justa esta suposición para los conos esmerilados, en los cuales R_z disminuye como resultado del esmerilado.

Ejemplo del cálculo

Viene dado el momento torsional de trabajo $M_{tor} = 100$ kgf·m. El diámetro del árbol (diámetro mayor del cono) $d = 60$ mm. La longitud del cono $l = 70$ mm. La conicidad es 1 : 20. El árbol y el cubo son de acero. El árbol es macizo ($a_1 = 0$). El diámetro exterior del cubo D = 90 mm ($a_2 = 0,66$). Las superficies de encaje se han elaborado con una pureza de ∇8 ($R_z = 3,2$ μ). El coeficiente de rozamiento $f = 0,1$.

Determinar el esfuerzo de apriete y la apretura axial indispensable para transmitir el momento torsional.

Aceptando el coeficiente de seguridad $n = 2$, obtenemos el valor calculado del momento torsional

$$M_{tor} = 200 \text{ kgf}\cdot\text{m}.$$

La fuerza indispensable de apriete, en virtud de la fórmula (66), es

$$P_{apr} = 10^3 \frac{200}{60}\left(2 + \frac{0,05}{0,1}\right) = 8300 \text{ kgf}.$$

La presión en las superficies de encaje, según la fórmula (69), es

$$k = 10^3 \frac{2\cdot 200}{\pi\cdot 3600\cdot 70\cdot 0,1} \approx 5 \text{ kgf/mm}^2.$$

La tensión máxima en el árbol, según la fórmula (74), es

$$\sigma_1 = 10 \text{ kgf/mm}^2$$

La tensión en el cubo, según la fórmula (75), es

$$\sigma_2 = \frac{10}{1 - 0,44} \approx 18 \text{ kgf/mm}^2.$$

La apretura diametral indispensable, según la fórmula (68), es

$$\Delta = 10^3\cdot 5\cdot 60\theta = 3\cdot 10^5\theta.$$

La magnitud θ la hallamos por la fórmula (73), sustituyendo

$$E = 20\cdot 10^3 \text{ kgf/mm}^2;$$

$$c_1 = 1;$$

$$c_2 = \frac{1 + a_2^2}{1 - a_2^2} = \frac{1 + 0,44}{1 - 0,44} \approx 2,5.$$

Por consiguiente,

$$\theta = \frac{1 + 2,5}{20\cdot 10^3} = 1,75\cdot 10^{-4}$$

y la apretura diametral es

$$\Delta = 3\cdot 10^5\cdot 1,75\cdot 10^{-4} = 53 \ \mu.$$

Teniendo en cuenta el aplastamiento de las microirregularidades, conforme a la fórmula (77), tenemos

$$\Delta' = 53 + 6,4 = 59,4\mu.$$

La apretura axial indispensable, según la fórmula (76), es

$$h = 10^{-3}\frac{59,4}{0,05} = 1,2 \text{ mm}.$$

Determinemos la temperatura de calentamiento y enfriamiento en el montaje térmico.

En el intervalo de 0—200° C el coeficiente de dilatación lineal es $\alpha = 13 \cdot 10^{-6}$. Tomando la temperatura de taller $t_0 = 20°$ C y sustituyendo en la fórmula (60) los valores numéricos de Δ y d del ejemplo anterior, obtenemos

$$t = 10^{-3} \frac{59,4}{13 \cdot 10^{-6} \cdot 60} + 20 \approx 95° \text{ C}.$$

Teniendo en cuenta el calentamiento del árbol ($\Delta t = 30°$ C)

$$t = 125° \text{ C}.$$

Para el montaje con enfriamiento (tomando en el intervalo desde 0 hasta —200° C $\alpha = 8 \cdot 10^{-6}$) obtenemos, según la fórmula (61),

$$-t = 10^{-3} \frac{59,4}{8 \cdot 10^{-6} \cdot 60} \, 20 \approx 105° \text{ C}.$$

Teniendo en cuenta el enfriamiento de la pieza en el traslado ($\Delta t = 30°$ C)

$$t = -135° \text{ C}.$$

8.6.2 Uniones por anillos de apriete cónicos

En estas uniones el momento torsional se transmite por anillos cónicos establecidos en la holgura anular entre el árbol y el cubo y tensados con tuerca en el árbol (fig. 342, *a*) o en el cubo (vista *b*).

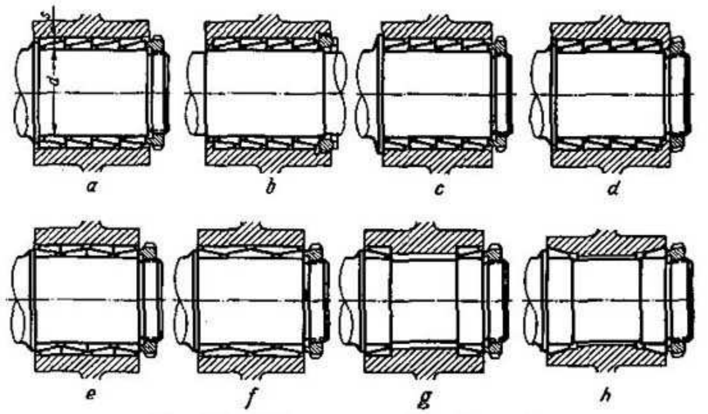


Fig. 342. Uniones con anillos de apriete

Los anillos, desplazándose uno por el otro por sus superficies cónicas, durante el apriete se deforman elásticamente: los exteriores se extienden y los interiores se comprimen, debido a lo cual en las superficies del árbol y del agujero surge apretura.

El momento torsional se transmite en cada par de anillos por tres superficies de rozamiento. La pieza se centra en el árbol por tres superficies en cada par, lo que exige que la fabricación de los anillos sea particularmente precisa, observando una rigurosa coaxialidad de las superficies exteriores e interiores de los mismos.

La pieza acoplada se puede establecer en cualquier posición angular y regular en ciertos límites su posición axial en el árbol.

La unión puede soportar por rozamiento fuerzas axiales considerables. Si se necesita una fijación axial precisa, y en la unión actúan fuerzas axiales elevadas, se prevén ribetes de tope.

En la construcción *c* el ribete soporta la fuerza axial que actúa en una dirección; las cargas de sentido opuesto se soportan por las fuerzas de rozamiento. En la construcción *d* las fuerzas axiales en una dirección se reciben por la tuerca, y en la otra, por el ribete en el árbol a través del paquete de anillos.

Junto con la colocación de los anillos por su conicidad hacia un lado (vistas *a—d*), se emplea la colocación alternativa (vista *e*). Los anillos con conicidad bilateral (vista *f*) se aplican raramente (es difícil mantener la coaxialidad de las superficies de trabajo de los anillos; es necesario colocar anillos laterales complementarios).

La magnitud del momento torsional a transmitir puede regularse variando la fuerza de apriete. El momento torsional máximo se determina por la tensión admisible de aplastamiento en las superficies de contacto, así como por las tensiones de rotura y de compresión que surgen en el apriete respectivamente en el cubo y en el árbol.

Para evitar las sobretensiones la unión se tensa con un esfuerzo normalizado o se enrosca la tuerca al desplazamiento axial calculado.

En el curso del tiempo el apriete se debilita, debido al aplastamiento (a cargas cíclicas) y al desgaste de las superficies de encaje. Por eso, es necesario periódicamente tensar la unión. Si la ductilidad del cubo y del árbol es suficiente (árboles huecos) la caída de la apretura se compensa hasta cierto grado por la repercusión elástica del cubo y del árbol.

Los anillos se establecen en el árbol y en el cubo con ajuste centrador (habitualmente con ajuste *C*). En la primera fase del apriete la holgura de montaje se elimina y los anillos se comprimen compactamente a las superficies de encaje. En el ulterior apriete, en las superficies de encaje surge la apretura indispensable para transmitir el momento torsional.

Para disminuir la fuerza consumida en la deformación previa de los anillos en los límites de la holgura, así como con el fin de disminuir las dimensiones radiales de la unión es conveniente aplicar anillos de pequeño espesor, es decir, disminuir la altura s de la holgura anular entre el árbol y el cubo (fig. 342, *a*). Se aconseja atenerse a los valores $s = (0{,}12 \div 0{,}08)\ d$, donde d es el diámetro del árbol. El límite superior se refiere a las uniones de pequeño diámetro

($<$80 mm), el inferior se refiere a las de grandes diámetros (80—200 mm). Por término medio $s = 0{,}1d$.

En la colocación de filas múltiples de anillos con apriete por un lado, el par de anillos próximo a la tuerca, sobre el que actúa toda la fuerza de apriete, desarrolla la presión mayor en el árbol y cubo y transmite la mayor parte del momento torsional. En los siguientes pares la presión cae, ya que parte de la fuerza de apriete se amortigua por las componentes axiales de las fuerzas de rozamiento en las superficies de los anillos. Correspondientemente disminuye la parte del momento torsional transmitido por estos anillos. En los anillos distanciados de la tuerca la fuerza de apriete se debilita tanto que no baste incluso para la deformación elástica de los anillos y la eliminación de la holgura de montaje primordial, debido a lo cual se altera el centrado y se pierde la estabilidad longitudinal de sujeción de la pieza.

Bajo la acción de los momentos que flexionan la pieza acoplada en el plano longitudinal, tiene lugar la redistribución de las cargas en los anillos. Las fuerzas radiales correspondientes a los pares extremos de anillos, provocan el torcimiento y cierto desplazamiento axial de los anillos externo e interno, que va acompañado por la compresión de todo el paquete de anillos, como consecuencia de lo cual la pieza se alabea.

Una estabilidad longitudinal más alta se asegura con la colocación de los anillos por los lados del cubo (vistas g, h). La pieza en esta unión está fijada rígidamente en sentido axial; la unión es capaz de soportar grandes fuerzas axiales. El momento torsional transmitido, sin embargo, es menor que en las instalaciones de filas múltiples.

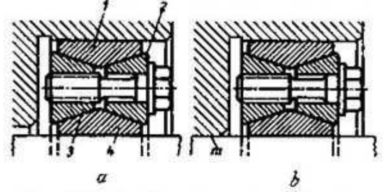


Fig. 343. Anillos de apriete bicónicos

En los conjuntos de grandes dimensiones (fig. 343, a) por los lados del cubo se colocan anillos bicónicos exteriores *1* e interiores *3* que se desapretan, tensando los anillos intermedios *2* y *4*. Gracias al apriete independiente de ambos paquetes, aumenta el momento torsional transmitido. El defecto de esta unión reside en el centrado por cuatro superficies.

La introducción de un centrado complementario por la superficie cilíndrica m (vista b) incita la necesidad de observar de modo muy preciso la coaxialidad de las dimensiones diametrales de todas las superficies centradoras.

Los anillos se fabrican de aceros para muelles 65GS, 60S2A, 70S3A por el corte de piezas brutas tubulares o de estampados anulares individuales (para las construcciones muy cargadas). El tratamiento térmico consiste en el temple con el subsiguiente revenido medio (*HRC* 45—55).

En las uniones sometidas a cargas cíclicas, para evitar la acritud, uno de los anillos de cada par se hace de bronces siliciosos Br.KMts 3-1 en estado forjado, y en las uniones de importancia, de bronces de berilio Br. B2. Los anillos de bronces de berilio se someten al temple a 800° C y al revenido a 250—300° C.

Las superficies de trabajo de los anillos se mecanizan hasta la finura de ∇10—∇11 por la primera clase de precisión, observando una concentricidad rigurosa de las superficies exterior e interior (no coaxialidad $<0{,}01-0{,}02$ mm) que es una de las condiciones principales del trabajo correcto de la unión.

La dureza de las superficies de trabajo de los árboles y de los cubos no es inferior a *HRC* 35—40 (temple con el subsiguiente revenido a alta temperatura). Es mejor someter los árboles al temple superficial con calentamiento por inducción (*HRC* 50—55).

La finura de acabado de las superficies de trabajo de los árboles es de ∇9—∇10, la de los cubos, ∇8—∇9.

8.6.2.1 Capacidad portante

La fuerza de apriete P_1, aplicada al extremo del primer anillo (fig. 344), se equilibra por las componentes axiales de las fuerzas de presión n que actúan sobre la superficie cónica del anillo. Tomemos en esta superficie el área elemental de l longitud y de anchura media $ds = \frac{D_{med}}{d\varphi^2}\, d\varphi$, donde D_{med} es el diámetro medio del cono; $d\varphi$ es el ángulo central. La resultante ΔN de las fuerzas de presión n sobre esta área es

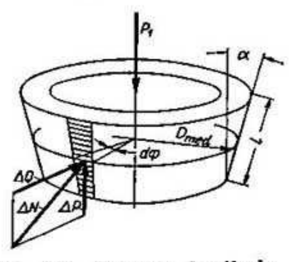


Fig. 344. Esquema de cálculo

$$\Delta N = nl\frac{D_{med}}{2}\, d\varphi.$$

La componente axial de la fuerza ΔN es

$$\Delta P = \Delta N \operatorname{sen} \alpha = nl\,\frac{D_{med}}{2} \operatorname{sen} \alpha\, d\varphi,$$

donde α es el ángulo del cono.

La suma de las componentes axiales por toda la circunferencia del cono es igual a la fuerza P_1:

$$nl\,\frac{D_{med}}{2} \operatorname{sen} \alpha \int_0^{3\pi} d\varphi = P_1,$$

de donde

$$n = \frac{P_1}{\pi D_{med} l \operatorname{sen} \alpha}. \tag{78}$$

La suma de las fuerzas normales que actúan en toda la superficie cónica es

$$N = n\pi D_{med} l = \frac{P_1}{\operatorname{sen} \alpha}. \tag{79}$$

La suma de las componentes radiales por toda la superficie cónica es

$$Q_1 = n\pi D_{med} l \cos\alpha = \frac{P_1}{\operatorname{tg}\alpha}. \tag{80}$$

Las fuerzas de rozamiento T_1 en la superficie exterior del anillo externo y en la superficie interior del interno (fig. 345, *a*) son

$$T_1 = Q_1 f = \frac{P_1 f}{\operatorname{tg}\alpha}, \tag{81}$$

donde f es el coeficiente de rozamiento.

La fuerza de rozamiento en la superficie cónica es

$$T_1' = Nf = \frac{P_1 f}{\operatorname{sen}\alpha}.$$

Su componente axial es

$$T_{ax} = Nf\cos\alpha = \frac{P_1 f}{\operatorname{tg}\alpha} = T_1. \tag{82}$$

La fuerza axial P_2, transmitida por el anillo externo del primer par al anillo interno del segundo par, se determina de la condición

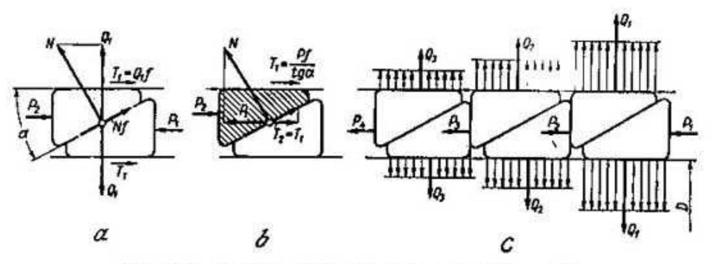


Fig. 345. Reparto de las fuerzas entre los anillos

de equilibrio de las fuerzas axiales que actúan en el anillo exterior del primer par (vista *b*):

$$P_2 = P_1 - 2T_1 = P_1\left(1 - \frac{2f}{\operatorname{tg}\alpha}\right). \tag{83}$$

Siendo $\frac{2f}{\operatorname{tg}\alpha} = 1$ la fuerza $P_2 = 0$. Esto significa que el sistema resulta autofrenante; la fuerza axial P_1 se amortigua con las fuerzas de rozamiento en el primer par y se carece de presión en el segundo par.

De este modo, la *condición de autofrenado* es

$$\frac{f}{\operatorname{tg}\alpha} \geqslant 0{,}5$$

o bien

$$\operatorname{tg}\alpha \leqslant 2f. \tag{84}$$

Las fuerzas de rozamiento T_2 en el segundo par de anillos (vista *c*) son

$$T_2 = \frac{P_2 f}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{P_1 f}{\operatorname{tg} \alpha}\left(1 - \frac{2f}{\operatorname{tg} \alpha}\right). \quad (85)$$

En el caso general para cualquier par de anillos

$$P_z = P_1 \left(1 - \frac{2f}{\operatorname{tg} \alpha}\right)^{z-1}; \quad (86)$$

$$T_z = \frac{P_1 f}{\operatorname{tg} \alpha}\left(1 - \frac{2f}{\operatorname{tg} \alpha}\right)^{z-1}, \quad (87)$$

donde z es el número de orden del par.

En la figura 346 se representa la distribución, calculada según la fórmula (87), de las fuerzas de rozamiento T_z de un par a otro para los valores de $f/\operatorname{tg} \alpha$ menores de 0,5. Por unidad se ha tomado la fuerza T_1 en el primer par siendo $f/\operatorname{tg} \alpha = 0,4$. La variación de las fuerzas está representada convencionalmente por curvas suaves (en realidad éstas se distribuyen de un par a otro escalonadamente).

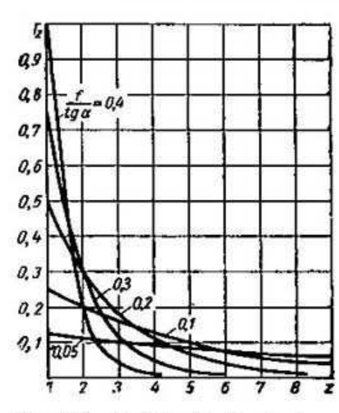


Fig. 346. Reparto de las fuerzas de rozamiento entre los anillos

Como se ve del gráfico, las fuerzas T disminuyen de un par a otro tanto más bruscamente cuanto mayor es $f/\operatorname{tg} \alpha$ (alto coeficiente de rozamiento, pequeños ángulos α).

Así, por ejemplo, siendo $f/\operatorname{tg} \alpha = 0,4$ (lo que es próximo a la condición de autofrenado) la fuerza de rozamiento en el segundo par de anillos constituye sólo $0,2\ T_1$ y en el tercer par, $0,04\ T_1$. Es evidente que en este caso es suficiente con un par de anillos; los pares ulteriores sólo aumentan las dimensiones axiales y empeoran el centrado de la unión.

Para pequeños valores de $f/\operatorname{tg} \alpha$ la distribución de las fuerzas T resulta más uniforme. No obstante, la magnitud de las fuerzas de rozamiento disminuye, debido a lo cual para transmitir el momento torsional dado es necesario aumentar la fuerza de apriete o el número de pares de anillos.

La fuerza total de rozamiento en las superficies de encaje, según las fórmulas (81), (85) y (87), es igual a

$$\Sigma T = T_1 + T_2 + T_3 + \ldots + T_z = \frac{P_1 f}{\operatorname{tg} \alpha}\Big[1 + \left(1 - \frac{2f}{\operatorname{tg} \alpha}\right) + \left(1 - \frac{2f}{\operatorname{tg} \alpha}\right)^2 + \ldots + \left(1 - \frac{2f}{\operatorname{tg} \alpha}\right)^{z-1}. \quad (88)$$

La expresión entre paréntesis angulares representa una progresión geométrica con denominador $1-2f/\mathrm{tg}\,\alpha$, la suma de cuyos términos es

$$S=\frac{1-(1-2f/\mathrm{tg}\,\alpha)^z}{2f/\mathrm{tg}\,\alpha}. \tag{89}$$

Sustituyendo esta magnitud en la ecuación (13), obtenemos

$$\Sigma T=\frac{P_1}{2}\left[1-(1-2f/\mathrm{tg}\,\alpha)^z\right]=\frac{P_1}{2}\varphi, \tag{90}$$

donde φ es el coeficiente de uniformidad del reparto de las fuerzas:

$$\varphi=f-(1-2f/\mathrm{tg}\,\alpha)^z. \tag{91}$$

En la fig. 347 se dan los valores de φ en función de $f/\mathrm{tg}\,\alpha$ y z para distintos valores de z y $f/\mathrm{tg}\,\alpha$.

El momento torsional transmitido por la unión es

$$M_{\mathrm{tor}}=\frac{\Sigma T d}{2}=\frac{P_1 d}{4}\varphi, \tag{92}$$

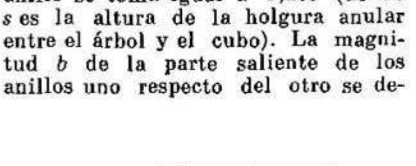
donde d es el diámetro del árbol.

La presión específica tiene su magnitud máxima en el sector del árbol, debajo del primer anillo y es igual a

$$k_1=\frac{Q_1}{\pi d l}=\frac{P_1}{\mathrm{tg}\,\alpha\pi\,dl}, \tag{93}$$

donde l es la anchura del anillo.

La magnitud l se determina de las correlaciones geométricas (fig. 348). El espesor mínimo a del anillo se toma igual a $0{,}25s$ (donde s es la altura de la holgura anular entre el árbol y el cubo). La magnitud b de la parte saliente de los anillos uno respecto del otro se de-



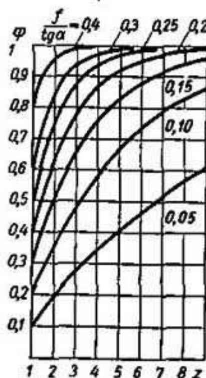


Fig. 347. Magnitud de φ en función de $f/\mathrm{tg}\,\alpha$ y z

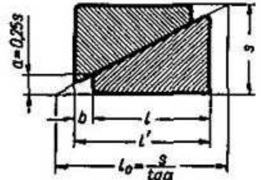


Fig. 348. Dimensiones de los anillos

termina por el desplazamiento axial de los anillos en el apriete. Con reserva se toma $b=0{,}15l$. De la figura tenemos

$$l=l_0-2a/\mathrm{tg}\,\alpha+b=s/\mathrm{tg}\,\alpha-0{,}5s/\mathrm{tg}\,\alpha+0{,}15l,$$

de donde

$$l = 0{,}6s/\mathrm{tg}\,\alpha. \qquad (94)$$

La longitud del par de anillos es

$$l' = 1{,}15l \approx 0{,}7s/\mathrm{tg}\,\alpha. \qquad (95)$$

Sustituyendo la expresión (94) en la (93), obtenemos

$$P_1 \approx 2k_1\,ds. \qquad (96)$$

Para el valor medio de $s = 0{,}1d$

$$P_1 = 0{,}2k_1d^2. \qquad (97)$$

El momento torsional transmitido, según las ecuaciones (92) y (97), es

$$M_{tor} = \frac{P_1d}{4}\varphi = 0{,}05k_1\,d^3\varphi = 5\cdot10^{-5}k_1\,d^3\varphi \text{ kgf}\cdot\text{m}. \qquad (98)$$

La fuerza de desplazamiento que soporta la unión, conforme a las fórmulas (90) y (97), es

$$S = \Sigma T = \frac{P_1}{2}\varphi = 0{,}1k_1\,d^2\varphi. \qquad (99)$$

La magnitud k_1 debe ser menor que el esfuerzo de aplastamiento σ_{aplas} admisible para el material dado (para los aceros tratados térmicamente $\sigma_{aplas} = 20 \div 25$ kgf/mm², para los cubos de fundición 2—5 kgf/mm²).

Fig. 349. Número útil límite de los anillos

El número útil límite de pares de anillos $z_{lím}$ puede hallarse, si no se toman en consideración los anillos que crean una pequeña parte del momento torsional, por ejemplo, un 15%, es decir, si se toma $\varphi = 0{,}85$. Entonces, por la fórmula (91), tenemos

$$z_{lím} = \frac{\lg 0{,}15}{\lg(1 - 2f/\mathrm{tg}\,\alpha)}.$$

Puede hacerse uso también del diagrama de la figura 347. Se traza en el diagrama una horizontal a través del punto $\varphi = 0{,}85$, leemos $z_{lím}$ en las abscisas de los puntos de intersección de la horizontal con las curvas $f/\mathrm{tg}\,\alpha$. Los valores de $z_{lím}$ redondeados hasta los próximos números enteros se exponen en la figura 349.

Como se ve en el gráfico, para la suposición inicial ($\varphi = 0{,}85$) el número útil límite de pares para $f/\mathrm{tg}\,\alpha = 0{,}4$ es igual a 1. Para menores valores de $f/\mathrm{tg}\,\varphi$ el número de pares aumenta.

La magnitud α se debe elegir de modo que los anillos no se agarroten en el caso del coeficiente de rozamiento máximo que puede aparecer en la práctica, y que se separen libremente en el desmontaje. En condiciones estacionarias, en ausencia de carga (por ejemplo, en el montaje y desmontaje), el coeficiente de rozamiento puede alcanzar la magnitud de 0,2—0,25. De este modo, por la condicion de ausencia de autofrenado

$$\operatorname{tg} \alpha \geqslant 2f \geqslant 0{,}4 \div 0{,}5,$$

es decir,

$$\alpha \geqslant 22 \div 27^\circ.$$

El momento torsional transmitido se debe calcular por el valor mínimo del coeficiente de rozamiento ($f = 0{,}08 \div 0{,}1$). Siendo $\alpha = 25^\circ$ ($\operatorname{tg} \alpha = 0{,}466$) el valor calculado de $f/\operatorname{tg} \alpha$ es

$$f/\operatorname{tg} \alpha = \frac{0{,}08 \div 0{,}1}{0{,}466} \approx 0{,}17 \div 0{,}21.$$

Como término medio puede tomarse $f/\operatorname{tg} \alpha = 0{,}2$. En este caso el número útil límite de pares de anillos es 3—4.

Los valores de φ para un número menor de pares se determinan por el gráfico de la figura 347 o por la ecuación (91).

En la figura 350 se exponen los valores de $f/\operatorname{tg} \alpha$ en función de α para distintos valores de f.

No es conveniente aumentar α por encima de 35° ($f/\operatorname{tg} \alpha < 0{,}15$), ya que esto conduce a la disminución de φ (véase la fig. 347) que hay que compensar con el aumento del número de pares de anillos, lo que empeora la centración. Además, el aumento de α reduce la capacidad de la unión de resistir los momentos de vuelco.

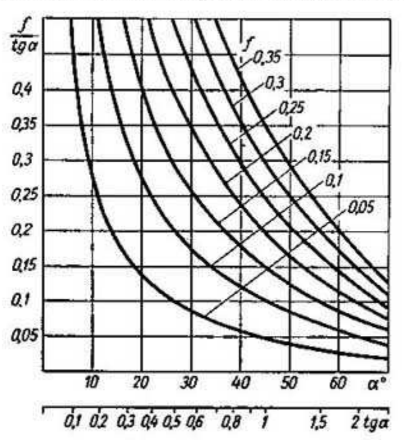


Fig. 350. Relación $f/\operatorname{tg} \alpha$ en función de α y f

A un número prefijado z de anillos puede aumentarse el coeficiente de uniformidad (y aumentar al mismo tiempo el momento torsional transmitido) por los siguientes procedimientos:

1) con la disminución progresiva de los huelgos radiales de montaje entre los anillos y las superficies de encaje del árbol y del cubo, de un par a otro a medida que se alejan de la tuerca de apriete;

2) con el apriete de los anillos por los dos lados (fig. 351, *a*);

3) con la reducción de la rigidez del árbol y del cubo en el sector de disposición de los primeros anillos y con el aumento de la rigidez en el sector de disposición de los últimos anillos (vista *b*);

4) con la colocación de los anillos por los dos lados (vistas *c*, *d*), es decir, con la aplicación de un esfuerzo axial complementario al cubo, al tensar la tuerca (en la figura se muestra con saetas);

5) con el apriete vibrante (disminución del coeficiente de rozamiento en el apriete con la correspondiente disminución de $f/\text{tg}\,\alpha$).

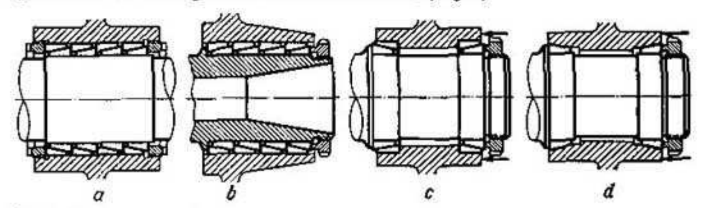


Fig. 351. Aumento de la uniformidad del reparto de la carga por los anillos

El procedimiento *1* no es aplicable por razones de explotación (en el montaje pueden confundirse los anillos). Los procedimientos *2—4* no siempre son realizables por condiciones constructivas. El procedimiento *5* (apriete vibrante) es universal, pero su aplicación puede encontrar dificultades (revisiones de la unión en los talleres de reparación).

La fuerza prefijada de apriete prácticamente es difícil de mantener, por cuanto el rozamiento en los filetes y en la superficie de apoyo de la tuerca es una magnitud variable. Es más exacto el procedimiento de apriete por el desplazamiento axial calculado, determinado de la expresión

$$h = 10^{-3}\frac{\Delta}{2\,\text{tg}\,\alpha}\ [\text{mm}],$$

donde Δ es la apretura diametral en μ que puede determinarse por la fórmula

$$\Delta = 10^3 k D_{\text{med}}\theta\ [\mu],$$

donde k es la presión sobre las superficies de encaje en kgf/mm²; θ es un coeficiente que depende de la rigidez radial del árbol y del cubo y que es igual a

$$\theta = \frac{c_1 - \mu_1}{E_1} + \frac{c_2 + \mu_2}{E_2}.$$

Para el primer par de anillos, conforme a la fórmula (93),

$$\Delta_1 = 10^3 k_1 D_{\text{med}}\theta = 10^3\frac{P_1 D_{\text{med}}\theta}{\text{tg}\,\alpha\pi\, dl}.$$

Siendo $s/d = 0{,}1$ el diámetro medio $D_{\text{med}} = 1{,}1d$. En este caso

$$\Delta_1 = 1{,}1\cdot 10^3\frac{P_1\theta}{\text{tg}\,\alpha\pi l}.$$

El desplazamiento axial al apretar el primer par de anillos es

$$h_1 = \frac{1,1P_1\theta}{2\pi l \operatorname{tg}^2 \alpha}.$$

Para el segundo par de anillos

$$h_2 = \frac{1,1P_2\theta}{2\pi l \operatorname{tg}^2 \alpha} = \frac{1,1P_1\theta}{2\pi l \operatorname{tg}^2 \alpha}(1 - 2f/\operatorname{tg} \alpha)$$

etc.

La suma de los desplazamientos axiales es

$$\sum h = \frac{1,1P_1\theta}{2\pi l \operatorname{tg}^2 \alpha} \cdot \frac{1-(1-2f/\operatorname{tg}\alpha)^z}{2f/\operatorname{tg}\alpha} = \frac{1,1P_1\theta\varphi}{4\pi l f/\operatorname{tg}\alpha}. \quad (100)$$

Sustituyendo en la fórmula (100) el valor de $P_1 = \frac{4M_{tor}}{d\varphi}$, obtenemos

$$\sum h = 10^3 \frac{1,1M_{tor}\theta}{\pi d l f \operatorname{tg} \alpha} \text{ [mm]}. \quad (101)$$

El desplazamiento axial al eliminar la holgura de montaje primordial entre los anillos y las superficies de encaje del árbol y el cubo es

$$h' = z\frac{\Delta_{ag} + \Delta_{ar}}{2 \operatorname{tg} \alpha},$$

donde Δ_{ag} y Δ_{ar} son las holguras de montaje diametrales respectivamente en el agujero y en árbol.

En los ajustes corredizos por la 2ª clase de precisión las magnitudes de h' son insignificantes en comparación con $\sum h$ y éstas pueden despreciarse.

En las uniones de este tipo la rosca para la tuerca debe ser ejecutada con una reserva, para el desplazamiento de ésta en el apriete, igual a $(1,5 \div 2)\Sigma h$.

La fuerza real de presión sobre las superficies de encaje disminuye algo la reacción de las fuerzas de elasticidad creadas en los anillos en la primera fase del apriete, al eliminar las holguras de montaje radiales. No obstante, como demuestra el cálculo, para los valores habituales de $s/D = 0,1$ y el ajuste C la fuerza antagonista no excede el 5% de la fuerza de apriete, como consecuencia de lo cual aquélla puede despreciarse;

Ejemplo del cálculo

El diámetro del árbol es $d = 100$ mm. El árbol y el cubo son de acero. La altura de los anillos es $s = 0,1d = 10$ mm. El diámetro exterior del cubo es $d_{ex} = 160$ mm $\left(\frac{d_{an}}{d_{ex}} = \frac{120}{160} = 0,75\right)$. El coeficiente prefijado de rozamiento $f = 0,1$. El esfuerzo admisible de aplastamiento es $\sigma_{aplas} = 10$ kgf/mm².

Se pide determinar el momento torsional transmitido y la fuerza de desplazamiento para un número de pares de anillos $z = 1 \div 6$.

El momento torsional, según la fórmula (98), es

$$M_{tor} = 5 \cdot 10^{-5} \cdot 10 \cdot 10^6 \varphi = 500\varphi \text{ kgf} \cdot \text{m}.$$

La fuerza de desplazamiento, según la fórmula (99), es

$$S = 0{,}1 \cdot 10 \cdot 10^4\varphi = 10^4\varphi \text{ kgf}.$$

El ángulo del cono se toma $\alpha = 27°$ ($\operatorname{tg} \alpha = 0{,}5$; $f/\operatorname{tg} \alpha = 0{,}2$). Los valores de φ, siendo $f/\operatorname{tg} \alpha = 0{,}2$ para distintos valores de z los hallamos por el gráfico de la figura 347 o por la ecuación (91).

La enchura de los anillos, según la fórmula (94), es

$$l = \frac{0{,}6 \cdot 10}{0{,}5} = 12 \text{ mm}.$$

La longitud de la unión, según la fórmula (95), es

$$L = \frac{z \cdot 0{,}7 \cdot 10}{0{,}5} = 14z.$$

La fuerza indispensable de apriete, según la fórmula (97), es

$$P_{\text{apr}} = 0{,}2 \cdot 10 \cdot 10^4 = 20\,000 \text{ kgf}$$

El desplazamiento axial de la tuerca en el apriete, según la fórmula (100), es

$$\sum h = \frac{1{,}1 \cdot 2 \cdot 10^4\theta\varphi}{4\pi \cdot 12 \cdot 0{,}1 \cdot 0{,}5} \approx 3 \cdot 10^3\theta\varphi.$$

La magnitud θ para el árbol y cubo de acero es

$$\theta = \frac{c_1 + c_2}{E}.$$

Sustituyendo

$$E = 20 \cdot 10^3 \text{ kgf/mm}^2;$$

$$c_1 = 1;$$

$$c_2 = \frac{1 + a_2^2}{1 - a_2^2} = \frac{1 + 0{,}75^2}{1 - 0{,}75^2} = 3{,}55,$$

obtenemos

$$\theta = \frac{1 + 3{,}55}{20 \cdot 10^3} = 2{,}27 \cdot 10^{-4}$$

y

$$\sum h = 3 \cdot 10^3\theta\varphi = 0{,}68\varphi.$$

Los resultados del cálculo están resumidos en la tabla 31.

Tabla 31

Parámetros	z					
	1	2	3	4	5	6
φ	0,4	0,64	0,78	0,87	0,92	0,95
M_{tor} en kgf. m	200	320	390	435	460	475
S en kgf	4000	6400	7800	8700	9200	9500
L en mm	14	28	42	56	70	84
$\Sigma\ h$ en mm	0,28	0,43	0,53	0,59	0,62	0,65

Como se ve el momento torsional y la fuerza de desplazamiento crecen al aumentar el número de pares de anillos hasta 4 y con el ulterior aumento de los números de pares de anillos, aumentan insignificantemente.

Los valores de cálculo de M_{tor} y S conviene disminuirlos en la magnitud del coeficiente de seguridad.

Comparemos la capacidad portante de la unión con anillos apretados y la de una unión cónica.

La relación de los momentos torsionales transmitidos por la primera y segunda unión, conforme a las fórmulas (98) y (62), es

$$\frac{M_{tor}}{M'_{tor}}=0,1\,\frac{k_1 d^3 \varphi}{\pi d^2 l k f}.$$

Siendo $k_1 = k$; $f = 0,1$ y para el valor habitual de $l = d$ para las uniones cónicas

$$\frac{M_{tor}}{M'_{tor}}=\frac{\varphi}{\pi}.$$

Para el valor útil límite $\varphi = 0,9$

$$M_{tor} \approx 0,3 M'_{tor}.$$

Por consiguiente, siendo iguales las presiones en las superficies de encaje (bajo el primer anillo en las uniones con anillos cónicos y por toda la superficie en las uniones cónicas) la capacidad portante de las uniones con anillos cónicos es aproximadamente 3 veces menor que la de las cónicas.

Si se tiene en cuenta el peor centrado (centrado por tres superficies en lugar de una, como en las uniones cónicas, la menor longitud de las superficies centradoras), mayores dimensiones radiales, coste más alto de fabricación, entonces se ve que las uniones con anillos cónicos son inferiores a las cónicas por todos los índices.

8.6.3 Uniones por abrazaderas

El apriete con abrazaderas se emplea preferentemente en las uniones de árboles con piezas prismáticas (palancas, gualderas de árboles cigüeñales montables). En las uniones de árboles con piezas acopladas cilíndricas es difícil alojar los tornillos de empalme.

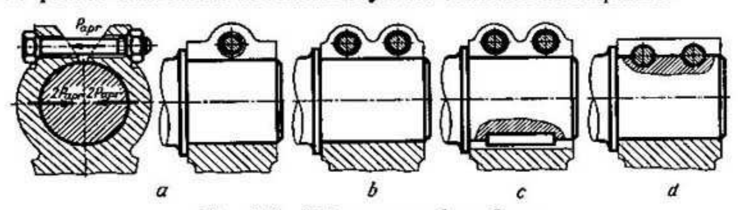


Fig. 352. Uniones con abrazaderas

La capacidad portante de las uniones de fricción por abrazaderas (fig. 352, *a*) depende de la fuerza de apriete de los tornillos. Por eso, en las uniones fuertemente cargadas se introducen dos tornillos (vista *b*) y más.

Para evitar la flexión, que surge como resultado de la deformación elástica de las orejetas de la abrazadera, los tornillos de apriete es conveniente colocarlos en los apoyos esféricos y con holgura en el agujero.

El momento torsional transmitido por la unión, aproximadamente puede determinarse, considerando las mitades de la abrazadera como una palanca de segundo género, cargada por la fuerza de apriete P_{apr} (vista *a*).

El momento torsional es

$$M_{tor} = 2 \cdot 10^{-3} P_{apr} D f \text{ [kgf}\cdot\text{m]}, \qquad (102)$$

donde D es el diámetro del árbol en mm; f es el coeficiente de rozamiento en las superficies de encaje.

La fuerza de apriete es

$$P_{apr} = 0{,}785 i d^2 \sigma,$$

donde i es el número de tornillos de apriete; d es el diámetro de los tornillos en mm; σ es la tensión que surge en los tornillos al tensarlos, en kgf/mm².

Sustituyendo el valor de P_{apr} en la expresión (102), obtenemos

$$M_{tor} = 1{,}57 \cdot 10^{-3} i d^2 \sigma D f \text{ [kgf}\cdot\text{m]}. \qquad (103)$$

El esfuerzo medio de aplastamiento en la superficie de la unión es

$$\sigma_{aplas} = \frac{2P_{apr}}{\varphi \pi D L} = \frac{i d^2 \sigma}{\varphi D L} \text{ [kgf/mm}^2\text{]}, \qquad (104)$$

donde φ es la parte de la semicircunferencia que soporta la fuerza $2P_{apr}$; L es la longitud de la unión en mm.

El momento torsional M'_{tor} transmitido por la unión a presión de este mismo diámetro es igual a

$$M'_{tor} = 5 \cdot 10^{-4} \sigma_{aplas} \pi D^2 L f \text{ [kgf}\cdot\text{m]}. \qquad (105)$$

La relación M'_{tor}/M_{tor}, conforme a las fórmulas (103) y (105), es

$$M'_{tor}/M_{tor} = \frac{\sigma_{aplas}}{\sigma} \cdot \frac{DL}{id^2}. \qquad (106)$$

Supongamos que el esfuerzo de aplastamiento en las superficies de encaje en la unión a presión es el mismo que en la unión por abrazadera. Sustituyendo el valor de σ_{aplas} de la fórmula (104) en la fórmula (106), obtenemos

$$M'_{tor}/M_{tor} = \frac{1}{\varphi} \qquad (107)$$

Por los datos experimentales $\varphi \approx 0{,}5$. Por consiguiente

$$M'_{tor}/M_{tor} \approx 2. \qquad (108)$$

De este modo, para las suposiciones iniciales la capacidad portante de la unión por abrazadera es aproximadamente 2 veces menor que la de a presión.

Para aumentar la capacidad portante, así como en caso de que se necesite un ángulo preciso de fijación de las piezas a acoplar, en las uniones por abrazadera, se introducen elementos rígidos, por ejemplo, chavetas (fig. 352, *c*). Otro procedimiento de enlace rígido es la colocación de tornillos de empalme en las cavidades semirredondas del árbol (vista *d*). Los tornillos, en este caso, se hacen prisioneros; las cavidades y los agujeros en la abrazadera se mecanizan conjuntamente (por escariado o brochado).

8.7 Variedades de uniones

En la figura 353 se representan los procedimientos de transmisión del momento torsional con apriete de fuerza en el ribete del árbol. En las uniones ligeras el momento torsional se transmite por un

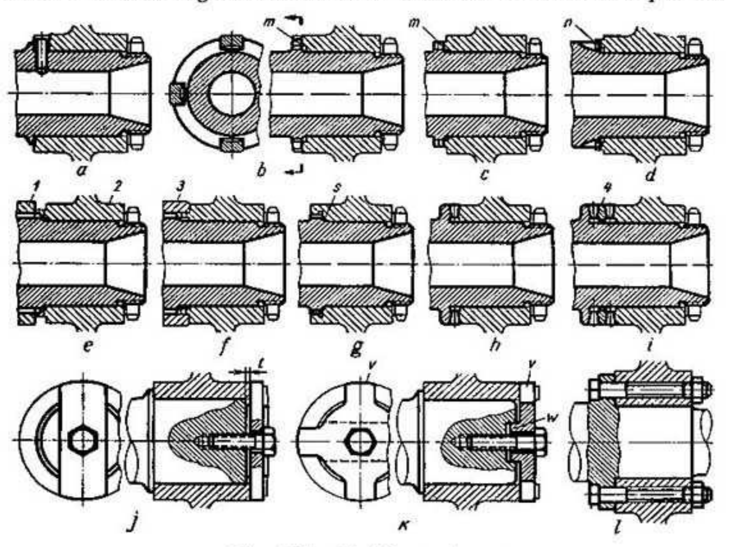


Fig. 353. Distintas uniones

pasador metido a presión en el árbol y entrante en la ranura frontal en el cubo (vista *a*), o por los dientes extremos fresados en el cubo y que entran en las ranuras del ribete (vista *b*).

Una capacidad portante elevada poseen las uniones de las vistas *c* y *d* con dientes extremos que entran en las estrías en el árbol. El

defecto de estas uniones consiste en que el apriete se realiza en las cavidades *m* y *n* entre los dientes del cubo, la disposición coplanar de las cuales es difícil de conseguir.

Al disponer en el árbol dos piezas contiguas, una de éstas, la cargada fuertemente *1* (vista *e*), se coloca en las estrías, y la segunda, la pieza cargada ligeramente *2* se coloca, valiéndose de los dientes extremos entrantes en las cavidades entre las estrías. En la construcción análoga *f* los dientes extremos se han introducido en las estrías interiores de la pieza acoplada *3*.

En la unión de la vista *g* la pieza se tensa por la superficie torneada *s* en el ribete, en cuya periferia se han hecho estrías diminutas de perfil triangular o de evolvente. Las estrías interiores del cubo se mecanizan por el método de engendrado, valiéndose de mortajadores.

La unión con estrías extremas de perfil triangular (vista *h*) reúne menos requisitos de ingeniería (las estrías en el árbol pueden tallarse sólo por cepillado bajo un ángulo por el método de división).

Las uniones *g* y *h* se emplean con frecuencia para regular la posición angular de la pieza acoplada en el árbol. Una regulación fina puede obtenerse, introduciendo la arandela intermedia *4* (vista *i*) con dos coronas estriadas, cuyo número de estrías se distingue insignificantemente la una de la otra (por ejemplo, en una unidad) (*uniones por nonio*). La transposición de la arandela en una estría respecto al árbol y el cubo respecto de la arandela en una estría en sentido inverso, provoca el giro del cubo a un ángulo

$$\varphi = 360° \frac{z_1 - z_2}{z_1 z_2},$$

donde z_1 y z_2 son los números de estrías en las coronas de la arandela.

Si, por ejemplo, $z_1 = 100$ y $z_2 = 99$, entonces

$$\varphi = \frac{360°}{9900} \approx 2'.$$

En la unión de la vista *j*, el momento torsional lo transmite la chaveta extrema introducida simultáneamente en las ranuras en el extremo del árbol y del cubo. Para evitar la pretensión de la placa durante el apriete, la holgura *t* entre la placa y el árbol se hace no mayor de 0,3 mm.

En la construcción *k* el apriete se realiza por la arandela con dientes radiales *v* que entran en las ranuras del cubo, y por el peine transversal *w* entrante en la ranura en el extremo del árbol. En la vista *l* se muestra la construcción con transmisión del momento torsional, valiéndose de tornillos prisioneros, aplicable en los cubos de gran espesor (piezas acopladas del tipo de disco).

8.7.1 Sujeción de palancas en los árboles

En la tabla 32 se exponen diversidades constructivas de conjuntos para transmitir el momento torsional entre los árboles y piezas de palancas, manivelas, volantes de mando, etc.

Tabla 32

Unión de árboles con palancas

Croquis de la construcción y característica	Croquis de la construcción y característica
Uniones soldadas Soldadura de costura extrema circular	*Uniones por fricción* Unión a presión
Soldadura de botón extrema	Unión cónica
Soldadura de botón radial	Unión moleteada
Uniones por deformación plástica Abocardado circular	Apriete con tapón cónico
Graneteado del árbol en la cavidad en el empalme del árbol y el cubo	Apriete con casquillo cónico
Achaflanado del árbol en las ranuras en el cubo	Apriete con muelle de hojas
Laminado del cubo en el árbol con rebajo plano	Unión hidrolamelar (de fácil extracción)

Croquis de la construcción y característica	Croquis de la construcción y característica
Uniones por chavetas Chaveta semicircular. Fijación del cubo con tornillo forzador	Apriete en el cono
Fijación con tornillo encajado	Chaveta extrema rehundida
Fijación con retén anular	*Uniones por estrías* Estrías de perfil de franco recto. El cubo se fija con retenes anulares
Apriete del cubo con tornillo axial	Estrías de perfil de franco recto. El cubo se aprieta con tornillo axial
Apriete con tuerca en el rabo del árbol	Estrías triangulares. Fijación del cubo con tornillo axial
Apriete con tuerca arandela	Estrías triangulares. Fijación de cubo con tornillo cónico
Apriete con tuerca interior	Unión por estrías diminutas para la regulación fraccionaria de la posición angular de la palanca
Apriete en la chaveta inclinada	*Uniones con rebajos planos y cuadrados* Unión con rebajo plano. Fijación con tornillo encajado

Croquis de la construcción y característica	Croquis de la construcción y característica
Unión con rebajo plano. Apriete con tornillo axial	Pasador hueco (unión fija)
Unión con cuadrado. Fijación con retén anular	Pasador tallado
Uniones con pasador Pasador cilíndrico	Pasador moleteado
Pasador cónico	Pasador de muelle
Pasador tangencial	Pasador hueco de muelle
Pasador hendido	Unión por ranura y pasador
Pasadores con los extremos remachados (uniones fijas)	Pasador cónico radial

Croquis de la construcción y característica	Croquis de la construcción y característica
Pasadores radiales (uniones inseparables)	Tornillos axiales. Las uniones son inseparables
Uniones por tornillos Tornillo encajado forzador	Tornillos tangenciales (la construcción está designada para regular la posición angular de la palanca en pequeños límites)
Tornillo encajado con cola cilíndrica	Tornillo sin fin y corona de dientes de visinfín (esta construcción está designada para regular la posición angular de la palanca en cualesquiera límites)
Unión por ranura y pasador (la construcción admite la regulación de la posición axial del cubo)	*Uniones con abrazadera* Unión con abrazadera por fricción
Tornillo encajado con rabo cónico	Unión por fricción con fijación de la posición axial de la palanca
Union por fricción con tornillo cónico (la construcción admite la colocación de la palanca en posición angular arbitraria	Unión con tornillo encajado

Croquis de la construcción y característica	Croquis de la construcción y característica
Unión con chaveta	Palanca de unión. Transmisión del momento torsional por pasador
Unión con cuadrado	Palanca de unión. Transmisión del momento torsional por dientes extremos
Abrazadera invertida	Dientes de sierra extremos. Esta construcción se emplea en las manivelas de arranque
Abrazadera con corte oblicuo (esta construcción se emplea en el caso de dimensiones restringidas)	Fijación de la palanca con retenes esféricos de muelle. Transmisión del momento torsional por chaveta
Uniones por tornillos de apriete Unión por fricción (Tornillo con caveto cilíndrico)	Transmisión del momento torsional por retén saltador. La unión se libera apretando el retén a través del agujero en el cubo
Unión rígida (tornillo de cuña)	*Unión de palancas laminares* Construcción soldada (soldadura eléctrica a tope)
Uniones de fácil extracción Palanca de unión. Transmisión del momento de torsión por una pirámide cuadrada	Construcción remachada

Croquis de la construcción y característica	Croquis de la construcción y característica
Palanca encajada	Unión por abrazadera
Palanca atornillada	Palanca de unión

De las variantes aportadas en la tabla 32 la más sencilla y que mejores requisitos de ingeniería reúne es la unión con tornillo rehundido con rabo cónico, capaz de transmitir un momento torsional bastante considerable.

Las uniones por chaveta, en rebajos planos, en cuadrados y particularmente las uniones con abrazadera no reúnen suficientes requisitos de ingeniería.

Para las uniones que transmiten un gran momento torsional, la construcción más racional es la construcción con estrías triangulares que pueden fabricarse por el procedimiento productivo de moleteado.

Para las uniones fijas se recomiendan las construcciones soldadas más simples por soldadura de botón, y para las piezas hechas de materiales no soldables, las uniones con pasador.

Si se necesita la regulación no por etapas de la posición angular de la palanca, es conveniente aplicar las uniones cónicas con una conicidad de 1:30—1:50.

9 Cojinetes de contacto plano

Si la construcción y la lubricación son correctas los cojinetes de contacto plano pueden soportar grandes cargas a gran velocidad de rotación. Estos cojinetes son de pequeñas dimensiones radiales y de poco peso; su fabricación no requiere maquinaria especial.

Los cojinetes en cuestión pueden con facilidad ejecutarse partidos, lo que facilita el montaje y los hace casi como la única forma posible de apoyos para los muñones de apoyo del cigüeñal y los muñones de biela en los árboles de codos múltiples y en los casos en que no es posible o dificultoso el empleo de los cojinetes enterizos de contacto rodante.

Una gran ventaja de los cojinetes de contacto plano es el trabajo sin ruido y la gran capacidad amortiguadora a la acción de las cargas cíclicas y de impacto.

La longevidad de estos cojinetes no depende de la velocidad de rotación (a diferencia de los cojinetes de contacto rodante, cuya longevidad disminuye proporcionalmente al aumento de la velocidad de rotación).

El coeficiente de rozamiento f de los cojinetes de contacto plano calculados correctamente y que trabajan en condiciones de lubricación líquida es igual a 0,001—0,005. No obstante, en condiciones desfavorables (alta viscosidad del aceite, grandes velocidades circunferenciales, pequeñas holguras) el coeficiente de rozamiento crece hasta 0,01—0,03. En los cojinetes que trabajan con rozamiento semiseco el coeficiente f alcanza los valores de 0,1—0,2.

Debido al espesamiento del aceite a bajas temperaturas, el par de arranque en los cojinetes de contacto plano tiene un valor elevado. Este defecto se percibe particularmente en las máquinas con los apoyos principales de deslizamiento y que trabajan a cielo abierto y que se ponen en marcha a temperatura bajo cero.

Los cojinetes cargados fuertemente y que trabajan a gran velocidad de rotación necesitan un suministro ininterrumpido de aceite bajo presión para mantener el régimen de lubricación líquida y la extracción del calor que se desprende en el rozamiento.

Para los cojinetes de los árboles de pequeñas revoluciones que trabajan a pequeñas cargas es suficiente el suministro periódico de lubricación líquida o consistente. En estos casos se emplean con frecuencia cojinetes autolubricantes que pueden trabajar mucho tiempo sin suministro de lubricante.

Los cojinetes de contacto plano trabajan fiablemente a una temperatura no mayor de 150° C. A una temperatura mayor surge el peligro de que se rompa la película de aceite, debido a la dilución del aceite. Además, los aceites lubricantes minerales ordinarios a alta temperatura se oxidan rápidamente y pierden sus propiedades lubricantes.

Los lubricantes especiales (sintéticos de parafina y de polifenilo esenciales) pueden trabajar a la tempertura de hasta 350° C.

9.1 Holguras

Los árboles se colocan en los cojinetes con los ajustes: con holgura *H*, con holgura ligera *Hl*, flojo *Fl* o térmico con holgura *TH*.

En la figura 354, *a* se muestran los valores medios de las holguras Δ_{med} para distintos diámetros del árbol y ajustes, en la figura 354, *b* se exponen las magnitudes adimensionales de la holgura relativa media ψ_{med}, y en la figura 354, *c*, *d* los campos de las holguras relativas para los ajustes con las 1ª y 2ª clases de exactitud.

En la gama de $d = 20 \div 250$ mm los valores de Δ_{med} y ψ_{med} se aproximan satisfactoriamente por las fórmulas

$$\Delta_{med} = m\sqrt{d}\ [\mu], \tag{109}$$

$$\psi_{med} = 10^{-3}\frac{m}{\sqrt{d}}, \tag{110}$$

donde *d* es el diámetro en mm; *m* son constantes cuyos valores se dan en la tabla

Ajustes	*TH*	Fl_3	*Fl*	H_3	*Hl*	H_{2a}	*H*	H_1
m	23	21,5	17	13	12	9	7,5	6

La holgura óptima para cada una de las condiciones de trabajo dadas y, por consiguiente, el tipo y la clase de ajuste se determinan por cálculo.

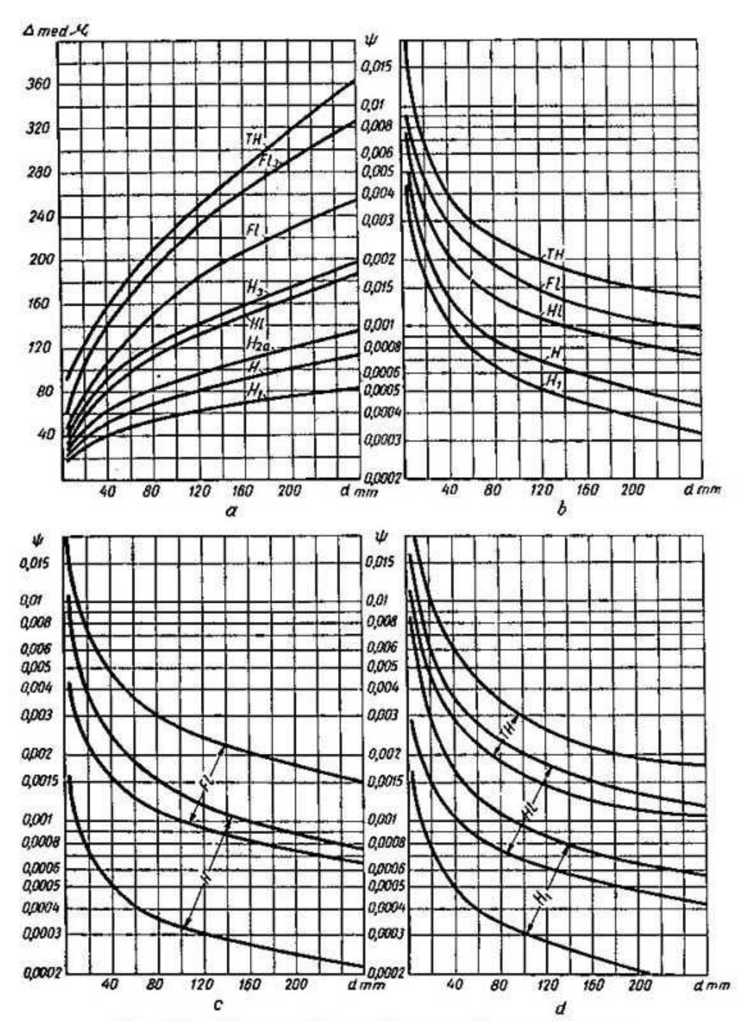


Fig. 354. Holguras diametrales para distintos ajustes

9.2 Rozamiento líquido, semilíquido y semiseco

En los cojinetes de contacto plano se distinguen tres tipos fundamentales de rozamiento: *líquido*, *semilíquido* y *semiseco*.

Con rozamiento *líquido* las superficies del árbol y del cojinete están separadas por una película de aceite continua; no existe rozamiento directo entre las superficies metálicas del árbol y del cojinete.

El coeficiente de rozamiento líquido es insignificante ($f \approx 0{,}001$), las pérdidas por rozamiento y desprendimiento de calor en el cojinete son pequeñas. En este caso, no se desgastan las superficies metálicas. Por eso, el rozamiento líquido es el más favorable para el trabajo del cojinete.

La condición obligatoria para el rozamiento líquido es el suministro abundante y continuo de aceite al cojinete. Las presiones en la película de aceite, indispensables para soportar las cargas que actúan sobre el cojinete y prevenir el contacto entre las superficies metálicas, se crean en la posición excéntrica del árbol en el cojinete, como resultado de la impulsión incesante del aceite por el árbol rotatorio, en la parte estrecha de la holgura. Este proceso autosostenido de creación de presión en la película de aceite lleva el nombre de *lubricación hidrodinámica*.

En el rozamiento *semilíquido* la continuidad de la película de aceite está alterada y las superficies del árbol y del cojinete hacen contacto con sus microirregularidades en sectores de mayor o menor extensión. Este tipo de rozamiento tiene lugar cuando el suministro de aceite es insuficiente cuando se carece de mecanismo de lubricación hidrodinámica (por ejemplo, en las quicioneras con superficies portantes planas).

El rozamiento semilíquido puede surgir también en los cojinetes con lubricación hidrodinámica, si el espesor de la película de aceite es insuficiente para prevenir el contacto de las microrregularidades del árbol y del cojinete.

El coeficiente de rozamiento semilíquido es considerablemente mayor que el del líquido, el desprendimiento de calor en el cojinete es mayor. Por eso, el surgimiento del rozamiento semilíquido, particularmente en los cojinetes que trabajan a grandes velocidades de rotación, está vinculado con el peligro de que se recaliente y quede inservible el cojinete.

La zona de transición del rozamiento líquido al semilíquido, que se caracteriza por un brusco aumento del coeficiente de rozamiento, se llama *lubricación marginal*.

En el rozamiento *semiseco* las superficies del árbol y del cojinete hacen contacto por toda la superficie o por sectores de gran extensión. Se carece de la capa de aceite separadora. El aceite se encuentra en las superficies metálicas sólo en forma de película adsorbida.

El coeficiente de rozamiento semiseco, gracias a la presencia del aceite adsorbido es menor que el seco, pero considerablemente mayor que el rozamiento semilíquido y mucho más que el líquido.

El rozamiento semiseco comienza al suministrar insuficientemente aceite y suele tener lugar, por ejemplo, en los cojinetes con suministro de aceite periódico o insuficiente, pero puede surgir también en los cojinetes de rozamiento líquido al desarreglarse el mecanismo de lubricación hidrodinámica.

En los cojinetes de muchas revoluciones y cargados fuertemente el surgimiento del rozamiento semiseco provoca el recalentamiento, la fusión del revestimiento, el endurecimiento y el atrancamiento del cojinete.

9.3 Lubricación hidrodinámica

El árbol colocado en un cojinete con holgura Δ (fig. 355, *a*), bajo la acción de la carga constante *P* ocupa una posición excéntrica; por ambos lados del punto de mayor aproximación del árbol y del cojinete la holgura toma la forma de hendidura cuneiforme. Al girar, el árbol atrae consigo aceite. La primera capa de aceite que humecta el árbol se arrastra como consecuencia de la adsorción del aceite por la superficie metálica del árbol, las capas ulteriores se atraen debido a la viscosidad interna del aceite. De este modo, el árbol actúa como una bomba que impulsa aceite a la hendidura cuneiforme.

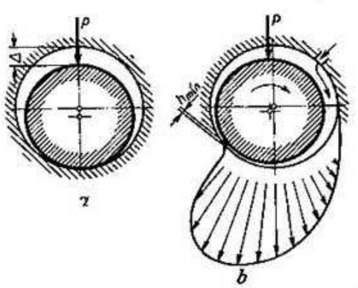


Fig. 355. Esquema del surgimiento de la capa de aceite portante en el cojinete

Entrando en la holgura que se reduce en dirección del giro del árbol, el aceite, siendo prácticamente un líquido incompresible (a una presión habitual en el cojinete), tiende a derramarse en sentido axial y circular (hacia los extremos del cojinete). A esto lo obstaculizan las fuerzas de viscosidad, como resultado de lo cual en la capa de aceite surge una presión que crece progresivamente hacia el punto de mayor aproximación del árbol y del cojinete, donde la salida del aceite se hace dificultosa, debido al poco huelgo (fig. 355, *b*).

Una parte del aceite fluye por los extremos del cojinete y en sentido contrario al movimiento del árbol; la parte restante debe pasar por el sitio más angosto de la holgura. Las fuerzas de presión que se desarrollan en la capa de aceite, levantan algo el árbol, desplazándolo al mismo tiempo en el sentido de rotación. El estado de equilibrio se alcanza cuando la sección de paso en el sitio más angosto de la hendidura (h_{min}) resulta suficiente para dejar pasar el aceite que queda después de la salida frontal.

La presión máxima en el sector de mayor aproximación del árbol y el cojinete excede 2—3 veces aproximadamente la presión específica media $k = P/dl$ (donde d es el diámetro del cojinete, l es su

Fig. 356. Presión en la capa de aceite para distintos valores de la carga específica k (datos experimentales)

longitud) y puede alcanzar varias decenas y centenas de kilogramos por 1 sm² (fig. 356).

La presión a lo largo del eje, en un cojinete cilíndricamente correcto varía según una curva parabólica (fig. 357, *a*), dicha presión

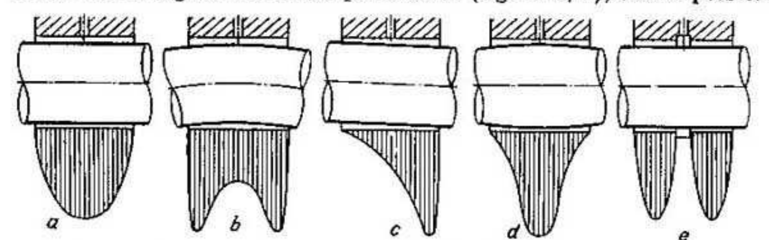


Fig. 357. Presión en la capa de aceite a lo largo del eje del cojinete

cae bruscamente en los extremos del cojinete como resultado de la salida del aceite por los extremos.

La curva real del reparto de la presión puede desviarse considerablemente de la teórica, debido a las deformaciones elásticas del

árbol (vista *b*), de los torcimientos (vista *c*) de las desviaciones de la forma cilíndrica (por ejemplo, de la forma acubada del árbol, vista *d*).

Una brusca disminución de la presión tiene lugar en el plano de disposición de las ranuras anulares (vista *e*).

9.4 Posición del árbol en el cojinete

La posición del árbol en los distintos regímenes de trabajo se muestra esquemáticamente en la figura 358, *a*. En el período de arranque, cuando la velocidad de rotación es aún pequeña y predomina el rozamiento semiseco, el árbol se desvía en sentido opuesto

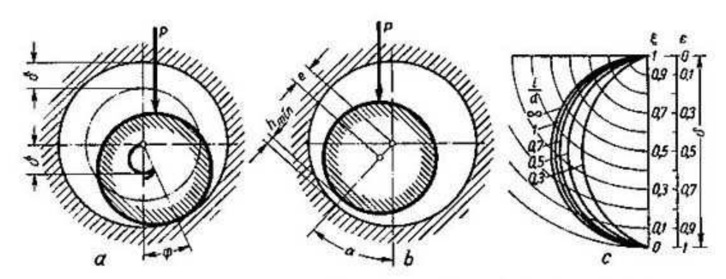


Fig. 358. Para la determinación de la posición del árbol en el cojinete

a la rotación, a un ángulo φ, cuya tangente es igual al coeficiente de rozamiento semiseco.

A medida que aumenta la velocidad de rotación surge el rozamiento semilíquido, el coeficiente de rozamiento disminuye y el árbol se desplaza en el sentido de rotación, hasta que no tiene lugar la separación de las microirregularidades del árbol y del cojinete.

En la zona del rozamiento líquido la posición del centro del árbol se determina por el parámetro $\frac{\eta\omega}{k}$ (donde η es la viscosidad dinámica del aceite; ω es la velocidad angular; k es la carga específica). Con el aumento de este parámetro el centro del árbol se desplaza hacia el centro del cojinete, a una trayectoria próxima a una semicircunferencia con diámetro igual a la holgura radial δ.

Para valor infinitamente grande de $\frac{\eta\omega}{k}$ el centro del árbol coincide con el centro del cojinete. En este caso, el espesor de la película de aceite $h_{min} = \delta$, la cuneiformidad de la holgura desaparece y la presión en la capa de aceite resulta igual a cero. Este estado puede tener lugar en ausencia de carga exterior.

Se llama *excentricidad relativa* la relación entre la distancia e del centro del árbol al centro del cojinete (fig. 358, *b*) y la holgura radial δ:

$$\varepsilon = \frac{e}{\delta} = \frac{2e}{\Delta}, \tag{111}$$

donde $\Delta = 2\delta$ es la holgura diametral.

Se llama *espesor relativo de la capa de aceite* la relación entre el espesor mínimo $h_{mín}$ de la capa de aceite en el punto de mayor aproximación del árbol y el cojinete y la holgura radial:

$$\xi = \frac{h_{mín}}{\delta} = \frac{2h_{mín}}{\Delta}. \tag{112}$$

Ya que $h_{mín} = \delta - e$, entonces

$$\xi = \frac{\delta - e}{\delta} = 1 - \varepsilon. \tag{113}$$

En la figura 358, *c* se muestran las trayectorias de desplazamiento del árbol en el cojinete. Siendo $l/d = \infty$ la trayectoria representa una semicircunferencia regular (semicírculo de Gümbel). Para valores finitos de l/d la trayectoria varía su forma, quedando en general próxima a la semicircunferencia.

9.5 Capacidad portante de los cojinetes de rozamiento líquido

Con la disminución de $\frac{\eta\omega}{k}$ el árbol desciende en el cojinete, el espesor de la capa de aceite $h_{mín}$ en el punto de mayor aproximación del árbol con el cojinete disminuye; la salida del aceite impulsado en esta zona por la acción de bomba del árbol se dificulta, como resultado de lo cual la presión en la capa de aceite y la rigidez de la capa (relación de la fuerza efectiva a los desplazamientos del árbol) aumenta teóricamente hasta la infinidad.

El árbol absolutamente rígido e idealmente liso, separado de un cojinete con las mismas características por la capa de aceite no puede hacer contacto en ningunas condiciones con el cojinete. Sólo las desviaciones del árbol y cojinete de la forma cilíndrica correcta, provocadas por las inexactitudes del mecanizado y por la deformación elástica de éstos bajo la acción de la carga, el grado de aspereza de las superficies de los mismos, así como la presencia de polvo metálico y otras partículas duras en el aceite, limitan la magnitud de la máxima aproximación del árbol y del cojinete y, por consiguiente, también su capacidad portante.

La influencia negativa que ejerce el grado de aspereza en la capacidad portante de la capa de aceite se explica, en primer lugar, por su *acción de drenaje*. Las hendiduras s entre las microirregularidades (fig. 359) forman una red de ranuras, por los cuales el aceite fluye a los extremos del cojinete y en sentido circunferencial. Mientras la sección sumaria de las ranuras (aproximadamente proporcional a s) es pequeña en comparación con la sección de la capa de aceite h, las fugas de alceite por las ranuras no son muy grandes y no repercuten en la capacidad portante de la capa de aceite. Al disminuir la holgura, las fugas por las ranuras crecen y la presión en la capa de aceite deja de aumentar proporcionalmente a la carga. Con el ulterior aumento de la carga, los salientes de las microirregularidades se tocan y en el cojinete surge rozamiento semilíquido.

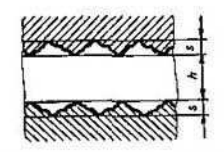


Fig. 359. Influencia que ejerce el grado de aspereza en la capacidad portante del cojinete

La caída de la presión en la capa de aceite y el debilitamiento de su capacidad portante es tanto mayor cuanto más altas sean las microirregularidades, es decir, cuanto mayor sea el grado de aspereza de las superficies del árbol y del cojinete. El espesor mínimo de la capa de aceite debe ser mayor que la suma media de las microirregularidades del árbol y del cojinete.

La condición principal del trabajo fiable del cojinete reside en disminuir la magnitud crítica del espacio entre el árbol y el cojinete, con el cual comienza el contacto de las microirregularidades del árbol y del cojinete.

Esto se consigue por la elevada exactitud del mecanizado de las superficies del árbol y de los cojinetes, por la observación de una cilindricidad rigurosa del árbol y del cojinete, por la exclusión de los torcimientos y deformaciones del sistema y por una escrupulosa purificación del aceite. La finura y la forma cilíndrica correcta de la superficie no se deben alterar en el curso de una explotación duradera; por consiguiente, el árbol y el cojinete deben ser lo máximo resistentes al desgaste.

La temperatura de la capa de aceite también limita la capacidad de carga.

La viscosidad de los aceites lubricantes varía bruscamente con la temperatura (fig. 360). Así, por ejemplo, la viscosidad del aceite para usos industriales 45, que a 20° C es igual a 350 cP, a 150° C baja hasta 2—3 cP, es decir, más de 100 veces.

Al aumentar la temperatura del cojinete el aceite puede diluirse hasta tal grado que es imposible la creación de una capa de aceite estable de suficiente espesor.

A una temperatura mayor de 150° C en la mayoría de los aceites empiezan a evaporarse los componentes volátiles. Este fenómeno va acompañado de la formación de bolsas de vapor y de la alteración de la continuidad de la capa de aceite. Además, se intensifica bruscamente la oxidación del aceite. El aceite pierde su poder lubricante; tiene lugar la resinificación y separación de los productos sólidos de la oxidación (*coquificación* del aceite).

En los cojinetes ejecutados de materiales blandos y plásticos (metales Babbitt), la capacidad portante se limita, a elevadas temperaturas, por el reblandecimiento del material y su rotura bajo la acción de las altas presiones en la capa de aceite, aún antes del surgimiento del rozamiento semiseco.

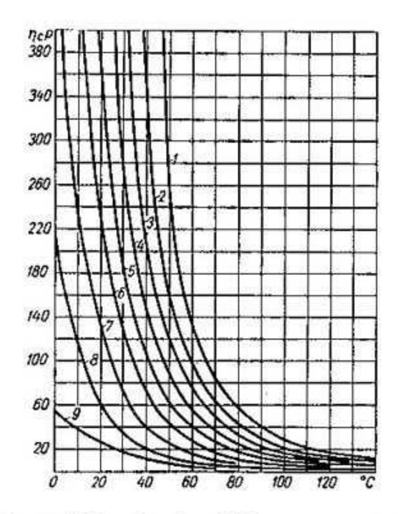


Fig. 360. Características de viscosidad-temperatura de los aceites:

1, para motores de aviación MS-24; 2, para motores de aviación MS-20; 3, para automóviles AC-15; 4, para motores de aviación MS-14; 5, para usos industriales 45; 6, para usos industriales 30; 7, para usos industriales 20; 8, para usos industriales 12; 9, para huso

Un procedimiento eficaz para reducir la temperatura de trabajo del cojinete consiste en intensificar la extracción de calor suministrando el aceite a presión (lubricación forzada por circulación) con el aumento simultáneo de la holgura e introducción de ranuras de drenaje en la zona no cargada del cojinete.

9.6 Característica de régimen

La holgura $h_{mín}$ en el punto de mayor aproximación del árbol y del cojinete debe ser suficiente para prevenir el contacto de las microirregularidades del árbol y del cojinete en las posibles oscilaciones del régimen (aumento de carga, disminución de la velocidad de rotación, caída de la viscosidad del aceite por el recalentamiento),

así como resultado de los torcimientos del árbol en el cojinete y de las deformaciones elásticas del árbol y del cojinete.

La excentricidad relativa ε y el espesor mínimo relativo $\xi = 1 - \varepsilon$ de la capa de aceite son funciones del número adimensional de Sommerfeld [1])

$$\mathrm{So} = \frac{\eta\omega}{k\psi^2} \tag{114}$$

y de la relación l/d de la longitud del cojinete al diámetro.

En la expresión (114) η es la viscosidad dinámica del aceite en kgf·s/m²; ω es la velocidad circunferencial en s^{-1}; k es la carga específica por unidad de superficie portante del cojinete en kgf/m²; ψ es la holgura relativa ($\psi = \Delta/d$).

La dependencia teórica (que concuerda bien con el experimento) entre ξ y $\frac{\eta\omega}{k\psi^2}$ se muestra en la figura 361 para distintos valores de l/d (por el lado izquierdo del gráfico se indican los valores de ξ, por el derecho, $\varepsilon = 1 - \xi$).

Conociendo (por los valores dados de η, ω, k, ψ) la magnitud de So, por el diagrama puede hallarse el valor de ξ para la relación dada de l/d y determinar el espesor mínimo de la capa de aceite por la expresión

$$h_{\mathrm{mín}} = \xi\frac{\Delta}{2} = 10^3\frac{\psi d}{2}\ [\mu] \tag{115}$$

donde d es el diámetro del cojinete en mm.

La carga específica sobre el cojinete ($k = P/ld$) es inversamente proporcional a la magnitud de So y se determina por la fórmula

$$k = \frac{1}{\mathrm{So}}\cdot\frac{\eta\omega}{\psi^2}. \tag{116}$$

Como se ve del gráfico, el espesor relativo ξ de la capa de aceite siendo $\mathrm{So} < 1$ crece más o menos directamente proporcional a la magnitud de So. Siendo $\mathrm{So} > 1$ el crecimiento es más lento. Con el ulterior aumento de So la magnitud ξ varía muy poco, tendiendo a la unidad ($h_{\mathrm{mín}} = \delta$) para $\mathrm{So} = \infty$.

La carga específica sobre el cojinete cae con el aumento de So, tendiendo a cero cuando $\mathrm{So} = \infty$.

Para el cojinete dado, es decir, para ψ y l/d constantes, el espesor mínimo de la capa de aceite y la capacidad portante se determinan sólo por el factor $\frac{\eta\omega}{k}$.

---

[1]) En la literatura extranjera se llama número de Sommerfeld la magnitud inversa de $\mathrm{So} = \frac{k\psi^2}{\eta\omega}$.

Para fines prácticos es más cómodo hacer uso de la característica de régimen

$$\lambda = \eta \frac{n}{k}, \tag{117}$$

donde η es la viscosidad en cP; n es la velocidad de rotación en r.p.m; k es la presión específica en kgf/cm².

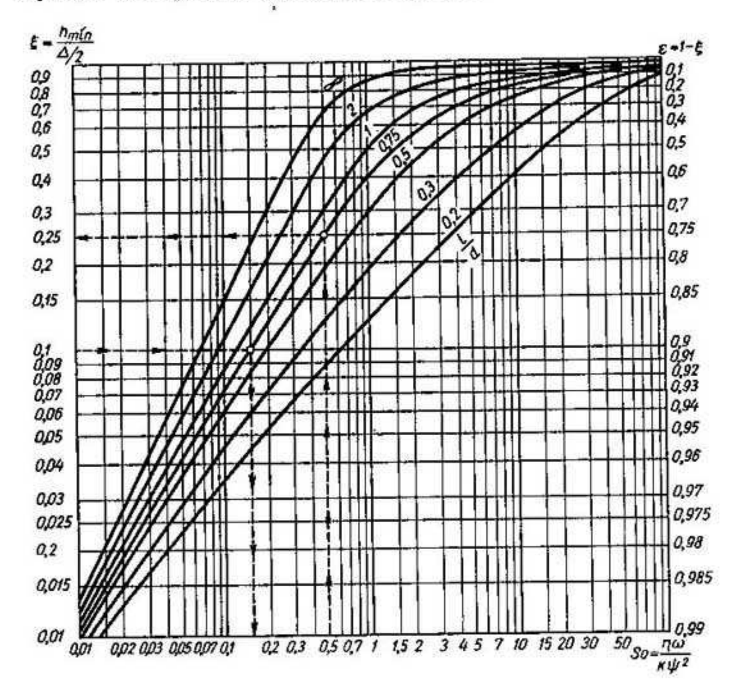


Fig. 361. Espesor mínimo relativo de la capa de aceite ξ y excentricidad ε en función del número de Sommerfeld

Ya que

$$1cP = 9810 \text{ kgf}\cdot\text{s/m}^2;$$

$$n = \frac{30\omega}{\pi} = 9{,}554\omega,$$

$$1 \text{ kgf/cm}^2 = 10^{-4} \text{ kgf/m}^2,$$

entonces, las magnitudes $\frac{\eta\omega}{k}$ y $\lambda = \frac{\eta n}{k}$ están vinculadas por las correlaciones

$$\lambda = \frac{\eta n}{k} = 9{,}37 \cdot 10^{8} \frac{\eta\omega}{k}, \tag{118}$$

$$\frac{\eta\omega}{k} = 1{,}065 \cdot 10^{-9}\lambda. \tag{119}$$

Los parámetros de trabajo del cojinete se determinan por el valor numérico del factor $\frac{\eta n}{k}$ independientemente de la magnitud de los términos que figuran en él.

Así, por ejemplo, se pueden alcanzar altos valores de las características de régimen tanto aumentando la viscosidad del aceite η y el número de revoluciones n, como también disminuyendo la carga específica k.

Esta ley se confirma bien por la experiencia.

9.7 Característica crítica de régimen. Coeficiente de fiabilidad del cojinete

Se llama *característica crítica de régimen* al valor de λ, con el cual el espesor mínimo de la capa de aceite disminuye en tal grado que surge el contacto de las microirregularidades del árbol y del cojinete. El espesor de la capa de aceite, con el cual surge el rozamiento semilíquido se llama *crítico* y se simboliza con el signo h_{cr}.

La magnitud de h_{cr} para los cojinetes y árboles rígidos y lisos bien fabricados es de 5—10μ por término medio.

Conociendo h_{cr} por la ecuación (115) puede hallarse la correspondiente magnitud de ξ_{cr}, después de lo cual por la figura 361, se puede determinar el valor crítico de So_{cr} y λ_{cr}.

Se llama *coeficiente de fiabilidad* del cojinete la relación de la característica de trabajo de régimen respecto a la crítica:

$$\varkappa = \frac{\lambda}{\lambda_{cr}} = \frac{So}{So_{cr}}. \tag{120}$$

Esta magnitud debe ser mayor que la unidad. Cuanto mayor sea $\varkappa$ tanto menor será el peligro del paso del trabajo del cojinete a la zona de rozamiento semilíquido. Si por ejemplo, $\varkappa = 5$, la viscosidad de trabajo del aceite puede disminuir 5 veces o la carga sobre el cojinete aumenta 5 veces, antes de pasar el cojinete a la zona de rozamiento semilíquido.

Ejemplo de cálculo

Viene dado: $d = 100$ mm; $l = 75$ mm; $P = 4000$ kgf; $\psi = 0{,}001$ (la holgura diametral $\Delta = 100$ μ); $n = 1000$ r.p.m.; $\eta = 25$ *cP*.

La carga específica es

$$k = \frac{P}{ld} = \frac{4000}{10 \cdot 7{,}5} = 53{,}5 \text{ kgf/cm}^2.$$

La característica de régimen es

$$\lambda=\frac{\eta n}{k}=\frac{25\cdot 1000}{53{,}5}=470.$$

El número de Sommerfeld es

$$\mathrm{So}=1{,}065\cdot 10^{-9}\frac{\lambda}{\psi^2}=1{,}065\cdot 10^{-9}\cdot 470\cdot 10^{6}=0{,}5.$$

Por el diagrama de la figura 361 (línea punteada) hallamos para $l/d=0.75$

$$\xi=0{,}25.$$

El espesor mínimo de la capa de aceite es

$$h_{\min}=10^3\frac{\xi\psi d}{2}=10^3\frac{0{,}25\cdot 0{,}001\cdot 100}{2}=12{,}5\mu.$$

Supongamos que el espesor crítico de la capa de aceite es $h_{cr}=5\ \mu$. El valor crítico de ξ, conforme a la ecuación (115), es

$$\xi_{cr}=\frac{2h_{\min\,cr}}{\Delta}=\frac{2\cdot 5}{100}=0{,}1.$$

Trazando en el diagrama (fig. 361) una recta horizontal a través de este punto hasta el encuentro con la curva $l/d=0{,}75$, hallamos en el eje de las abscisas

$$\mathrm{So}_{cr}=0{,}15.$$

El coeficiente de fiabilidad, según la fórmula (120), es

$$\varkappa=\frac{\mathrm{So}}{\mathrm{So}_{cr}}=\frac{0{,}5}{0{,}15}=3{,}3.$$

9.8 Holgura relativa óptima

Sobre la base del diagrama de la figura 361 se han construido gráficos (fig. 362) para determinar $h_{\min}$ para distintos valores de λ según sea la holgura relativa ψ para $l/d=1$ y $0{,}5$ (se ha tomado $d=100$ mm). Con líneas finas se han trazado los valores del espesor relativo de la capa de aceite.

Como se ve de los gráficos, la holgura $h_{\min}$ tiene su valor máximo para valores constantes de ξ para todos los valores de λ ($\xi=0{,}5$ siendo $l/d=1$ y $\xi=0{,}4$ siendo $l/d=0{,}5$).

En la figura 363 (curva *1*) se muestra la dependencia generalizada de ξ de l/d para el valor máximo de $h_{\min}$, determinada por la misma metodología.

Si se parte sólo de la condición de obtener los valores máximos de $h_{\min}$, entonces la curva *1* podría ponerse como base del cálculo del cojinete. En realidad, hay que tener en cuenta además la estabilidad de su trabajo. A elevados valores de ξ cae bruscamente la rigidez de la capa de aceite y la posición del árbol en el cojinete se hace inestable, lo que está condicionado, en primer lugar, por la

reducción de la presión en la capa de aceite, debido a que pierde su forma cuneiforme y en segundo lugar, a causa del aumento del

Fig. 362. Espesores mínimos de la capa de aceite h_{min} en función de la holgura relativa ψ para distintos valores de λ

ángulo α entre la dirección de la carga P y la resultante R de las fuerzas de presión de la capa de aceite, a medida que se desplaza el

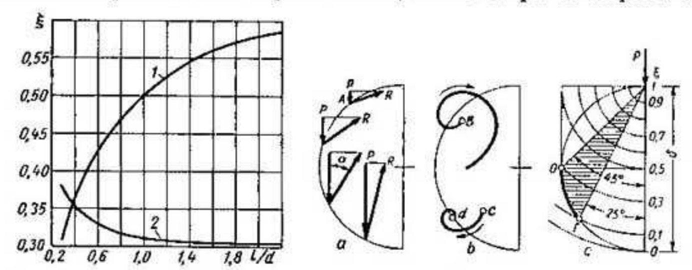


Fig. 363. Espesor relativo de la capa de aceite

Fig. 364. Para la determinación de la holgura óptima

árbol hacia el centro del cojinete según el semicírculo de Gümbel (fig. 364, *a*). Si la carga en esta zona (punto *A*), por las causas que

sean crece, para restablecer el equilibrio, el centro del árbol debe desplazarse a la izquierda y hacia abajo por el semicírculo de Gümbel a una gran distancia.

De este modo, pequeñas oscilaciones del régimen provocan en esta zona considerables desplazamientos del árbol, que pasan con facilidad a movimientos vortiginosos cíclicos. Al surgir vorticidades, el flujo laminar del aceite pasa a ser turbulento, como resultado de lo cual crece bruscamente el rozamiento y el desprendimiento de calor en el cojinete. En la capa de aceite surgen procesos de cavitación que conducen a la rotura del material del cojinete.

Se conocen dos tipos de vorticidades: la cilíndrica (de traslado), con la cual el eje del árbol se desplaza paralelamente al eje del cojinete, y la *cónica*, con la cual el eje del árbol realiza movimiento por el cono. Según sean los parámetros hidrodinámicos de los cojinetes, el número y la disposición de los apoyos y la rigidez del sistema, la velocidad del movimiento vortiginoso puede ser igual a 1/2, 1/3, 1/4, 2/3 de la velocidad de rotación del árbol. La vorticidad más estudiada y de mayor importancia es la *cilíndrica semiacelerada* (la velocidad de la cual es igual a 1/2 de la velocidad de rotación del árbol).

Si al árbol se han acoplado masas no equilibradas, en los movimientos cíclicos del árbol surgen fuerzas centrífugas proporcionales al radio de movimiento del centro del árbol. En la zona de elevados valores de ξ el árbol, desviado de su posición de equilibrio bajo la influencia de las perturbaciones exteriores (punto B de la fig. 364, *b*), realiza movimiento por una espiral de radio creciente, que termina haciendo contacto el árbol con el cojinete.

En el campo de pequeños valores de ξ el árbol, desviado de la posición de equilibrio (punto C) se mueve por una espiral de radio decreciente, el movimiento vortiginoso se atenúa y el árbol con bastante rapidez vuelve a su posición de equilibrio D.

La frontera entre la zona estable e inestable es el punto O de tangencia del semicírculo de Gümbel con la dirección de la carga (fig. 364, *c*). En este punto, la línea de los centros del árbol y del cojinete está situada bajo un ángulo de 45° a la dirección de la carga y el espesor relativo de la capa de aceite $\xi = 1 - \varepsilon = 0{,}3$.

Las magnitudes límites de ξ, por la estabilidad a las oscilaciones, para los valores límites de l/d (véase la fig. 358, *e*) se muestran en la figura 363 (curva *2*). Estas magnitudes son óptimas, ya que corresponden a los mayores valores posibles de h_{min} en la zona estable.

Como se ve del gráfico, en una amplia gama de $l/d = 0{,}5 \div 2$ los valores de ξ_{est} son próximos a 0,3. Esta magnitud puede ponerse sobre la base del cálculo de los cojinetes, atribuyendo al margen de fiabilidad los valores más altos de ξ_{est} inherentes de los cojinetes, para los cuales $l/d < 0{,}5$.

Trazando en el diagrama de la figura 8 una horizontal por el punto $\xi = 0{,}3$ y determinado por la escala de las abscisas los valores correspondientes de So y sustituyéndolos en la fórmula (118) para λ, obtenemos los valores óptimos de ψ en función de λ (fig. 365). En la gama de $l/d = 0{,}5 \div 1{,}5$ las curvas se aproximan por la fórmula

$$\psi_{\xi=0,3} = 4{,}6 \cdot 10^{-5} \sqrt{\lambda} \sqrt{l/d}. \qquad (121)$$

Siendo $\xi < 0{,}3$ la estabilidad a la vibración se eleva, pero al mismo tiempo disminuye el espesor de la capa de aceite $h_{\min}$. En la mayoría de los casos, siendo $\xi < 0{,}1$ ya surge el peligro de pasar el cojinete a la zona del rozamiento semilíquido. Siendo $\xi = 0{,}1$ la línea de los centros está dispuesta bajo un ángulo de 25° a la direc-

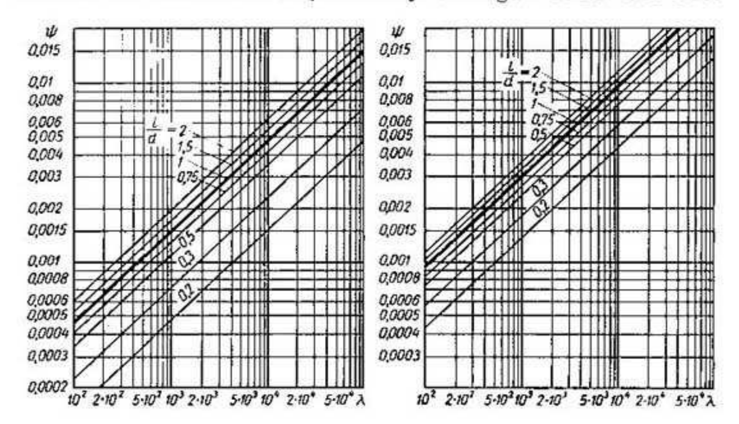


Fig. 365. Holguras relativas ψ siendo $\xi = 0{,}3$

Fig. 366. Holguras relativas ψ siendo $\xi = 0{,}1$

ción de la carga (punto Γ en la fig. 364, *c*). De este modo, la zona admisible de trabajo del cojinete está encerrada en la gama de los ángulos 45—25° (la zona rayada en la figura).

Los valores de $\psi_{\text{máx}}$ correspondientes a la condición límite de $\xi = 0{,}1$ se muestran en la figura 366. Las curvas se aproximan por la fórmula

$$\psi_{\text{máx}} = 9{,}2\cdot 10^{-5}\sqrt{\lambda}\,\sqrt[3]{l/d}\,. \tag{122}$$

Además de hacer la elección correcta de los parámetros de los cojinetes, para prevenir las vibraciones es necesario aumentar, por todos los medios, la rigidez del árbol y de los apoyos, y equilibrar escrupulosamente el árbol y las masas giratorias vinculadas con éste.

9.9 Coeficiente de rozamiento líquido

La fuerza circunferencial T, que opone resistencia a la rotación del árbol, es igual a la suma de las fuerzas del desplazamiento viscoso del aceite en la holgura por toda la circunferencia del árbol. Según la ley del rozamiento viscoso de Newton, para el flujo laminar

la fuerza T es proporcional a la superficie de desplazamiento (es decir, a la magnitud πdl), a la viscosidad del aceite η, a la velocidad de desplazamiento v y es inversamente proporcional al espesor h de la capa de aceite.

En el caso de disposición *concéntrica* del árbol, el espesor de la capa de aceite $h = \Delta/2$. La velocidad de desplazamiento $v = \frac{\omega d}{2}$. Por sonsiguiente,

$$T = \frac{\pi\, dl\, \eta\omega d}{\Delta} = \frac{\pi\, dl\, \eta\omega}{\psi}.$$

El coeficiente de rozamiento líquido es

$$f = \frac{T}{p} = \frac{\pi\, dl}{p} \cdot \frac{\eta\omega}{\psi} = \pi \frac{\eta\omega}{k\psi}. \tag{123}$$

Esta conocida fórmula de Petrov es válida para la disposición del árbol próxima a la concéntrica (So $\gg 1$; $h \approx \Delta/2$).

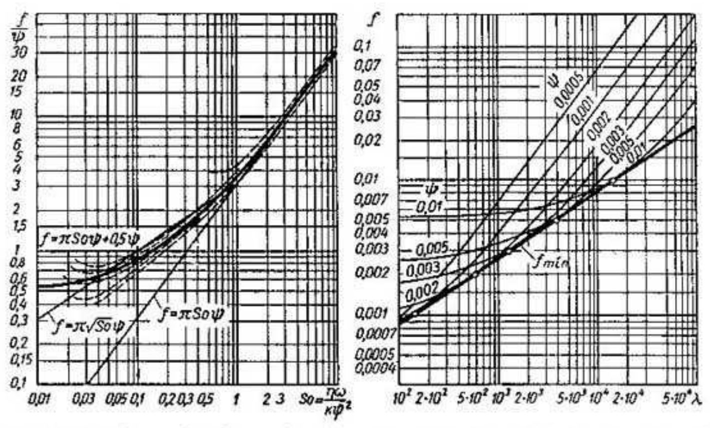


Fig. 367. Valores de f/ψ en función de So

Fig. 368. Magnitud de f en función de λ

Sustituyendo en la fórmula (123) el valor de So $= \frac{\eta\omega}{k\psi^2}$, obtenemos

$$f = \pi\, \text{So}\, \psi. \tag{124}$$

Para la disposición *excéntrica* del árbol (So < 1) el coeficiente de rozamiento se determina por la fórmula de Foguelpol

$$f = \pi \sqrt{\text{So}}\, \psi. \tag{125}$$

El autor demostró («Lubricación de motores ligeros») que el coeficiente de rozamiento en toda la gama de los valores de So se expresa por la fórmula

$$f = \pi \text{ So } \psi + 0{,}5 \left(\frac{d}{l}\right)^{1,5} \psi, \qquad (126)$$

o en dimensiones más cómodas

$$f = 3{,}36 \cdot 10^{-9} \frac{\lambda}{\psi} + 0{,}5 \left(\frac{d}{l}\right)^{1,5} \psi, \qquad (127)$$

donde $\lambda = \frac{\eta n}{k}$ (η es la viscosidad del aceite a la temperatura de trabajo del cojinete en cP; n es la velocidad de rotación del árbol en r.p.m.; k es la carga específica sobre el cojinete en kgf/cm²). Para los valores de l/d próximos a la unidad, es suficiente

$$f = 3{,}36 \cdot 10^{-9} \frac{\lambda}{\psi} + 0{,}5\psi.$$

En la figura 367 se exponen los valores de f/ψ calculados por las fórmulas (124), (125) y (126). Con líneas punteadas se muestran los datos experimentales.

Los valores de f calculados por la fórmula (127) para los distintos valores de λ y ψ se exponen en la figura 368.

Diferenciando la expresión (127) con relación a ψ e igualando la derivada a cero, hallamos la magnitud mínima del coeficiente de rozamiento:

$$f_{\text{mín}} = 8{,}25 \cdot 10^{-5} \sqrt{\lambda}. \qquad (128)$$

Los valores de $f_{\text{mín}}$ se muestran en la figura 367 con línea llena.

La holgura relativa, con la cual el coeficiente de rozamiento es mínimo

$$\psi_{f=\text{mín}} = 8{,}25 \cdot 10^{-5} \sqrt{\lambda}, \qquad (129)$$

es decir, *numéricamente es igual al mínimo coeficiente de rozamiento* (puntos claros en la fig. 368).

Sustituyendo en la ecuación (127) los valores de ψ correspondientes a la magnitud óptima de $\xi = 0{,}3$, [fórmula (121)], obtenemos

$$f_{\xi=0,3} = \sqrt{\lambda}\,(0{,}73 \cdot 10^{-4} \sqrt{d/l} + 2{,}3 \cdot 10^{-5} \sqrt{l/d}).$$

Sobre la base de esta expresión se han construido las curvas de f en función de λ (fig. 369) para distintos valores de l/d.

La curva inferior (llena) representa los valores de $f_{mín}$ determinados por la fórmula (128). Como se ve, los valores de $f_{\xi=0,3}$ en la gama de $l/d = 0,75 \div 1,5$ son próximos a $f_{mín}$. Por consiguiente, el cálculo de la condición $\xi = 0,3$ asegura una pequeña magnitud de pérdidas en el rozamiento.

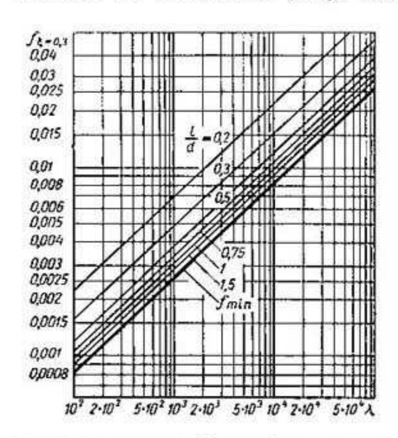


Fig. 369. Magnitud de f en función de λ (siendo $\xi = 0,3$)

En los límites de $l/d = 0,3 \div 1,5$ las curvas $f_{\xi=0,3}$ se aproximan por la fórmula

$$f_{\xi=0,3} = 10^{-4} \sqrt{\lambda} \sqrt[3]{d/l}. \tag{130}$$

Como consecuencia de la disposición excéntrica del árbol en el cojinete el coeficiente de rozamiento es distinto para el árbol y el cojinete.

El coeficiente de rozamiento para el cojinete es

$$f_c = f_{ár} - \psi\varepsilon,$$

donde $f_{ár}$ es el coeficiente de rozamiento para el árbol; ψ es la holgura relativa; ε es la excentricidad relativa ($\varepsilon = 1 - \xi$).

Para los valores ordinarios de $f_{ár} = 0,003$; $\psi = 0,001$ y $\varepsilon = 0,7$ el coeficiente de rozamiento es

$$f_c = 0,003 - 0,7 \cdot 0,001 = 0,0023,$$

es decir, en un 25% menor que el coeficiente de rozamiento para el árbol

9.10 Nomogramas calculados

En las figuras 370 y 371 se representan nomogramas construidos sobre la base de la figura 361, cómodos para el cálculo de los cojinetes. Por el nomograma de la figura 370 pueden determinarse los parámetros del cojinete en la gama de $l/d = 0,8 \div 1,2$. Del nomograma expuesto en la figura 371 (para $l/d = 0,5$) puede hacerse uso, siendo $l/d = 0,3 \div 0,7$.

Las líneas llenas, en la parte derecha del gráfico corresponden a los valores de $\xi < 0,3$, las finas, a $\xi > 0,3$.

Ejemplo.

Supongamos que el cojinete con $d = l = 100$ mm está cargado por la fuerza $P = 4000$ kgf. La velocidad de rotación $n = 1000$ r.p.m. La viscosidad del aceite $\eta = 20$ cP. El espesor crítico de la capa de aceite $h_{cr} = 5$ μ. Se pide determinar la holgura óptima de ψ.

Fig. 370. Nomograma para calcular cojinetes ($l/d = 1$)

Fig. 371. Nomograma para calcular cojinetes ($l/d = 0,5$)

La presión específica es

$$k=\frac{P}{ld}=\frac{4000}{10\cdot 10}=40\ \text{kgf/cm}^2.$$

La característica de régimen es

$$\lambda=\frac{\eta n}{k}=\frac{20\cdot 1000}{40}=500.$$

Levantando en el punto $\lambda = 500$ (la parte derecha del nomograma de la fig. 370) una perpendicular hasta la intersección con las curvas ψ y trazando a través de los puntos de intersección horizontales hasta el encuentro con la ordena da $d = 100$ mm en la parte izquierda del diagrama, leemos en la red de las rectas inclinadas los valores correspondientes de h_{min}. Luego, por la magnitud prefijada de h_{cr} hallamos por la construcción inversa los valores críticos de λ_{cr} y determinamos el coeficiente de fiabilidad $\varkappa = \lambda/\lambda_{cr}$.

Por ejemplo, para $\lambda = 500$ y $\psi = 0{,}001$ (punto *a*) $h_{min} = 16\ \mu$ (punto *b*). Siendo $h_{cr} = 5\ \mu$ (punto *c*) la característica crítica de régimen $\lambda_{cr} = 120$ (punto *d*). Por consiguiente, el coeficiente de fiabilidad $\varkappa = \frac{500}{120} = 4{,}2$.

El espesor relativo de la capa de aceite, según la fórmula (115), es

$$\xi=10^{-3}\ \frac{2\cdot 16}{0{,}001\cdot 100}=0{,}32.$$

El coeficiente de rozamiento, según la formula (127), es

$$f=3{,}36\cdot 10^{-9}\ \frac{500}{0{,}001}+0{,}5\cdot 0{,}001=0{,}0022.$$

Determinando por esta metódica los valores de h_{min}, ξ, $\varkappa$ y f para distintos ψ, obtenemos un cuadro completo de la influencia de ψ en los parámetros del trabajo del cojinete (fig. 372, *a*).

El espesor de la capa do aceite es máxima ($h_{min} \approx 19\mu$) siendo $\psi = 0{,}0008$, lo que corresponde a $\xi = 0{,}5$ (los valores de ξ se han trazado en la curva h_{min} con puntos claros). Con la disminución de ψ (ramal izquierdo de la curva) el cojinete entra en la zona de excentricidades prohibidas ($\xi > 0{,}5$); el coeficiente de rozamiento crece bruscamente. Con el aumento de ψ (ramal de la derecha) los valores de h_{min} disminuyen; el coeficiente de fiabilidad cae. La parte rayada demuestra los límites admisibles de $\psi = 0{,}001 \div 0{,}002$ ($\varepsilon = 0{,}3 \div 0{,}1$), para los cuales h_{min} y $\varkappa$ conservan los valores aceptables ($h_{min} = 16 \div 10\mu$; $\varkappa = 4{,}2 \div 2{,}5$). En este intervalo el coeficiente de rozamiento tiene un mínimo suave ($f \approx 0{,}002$).

Es óptimo el valor $\psi = 0{,}001$ ($\xi = 0{,}3$) que asegura los valores máximos de h_{min} ($\approx 16\mu$) y $\varkappa = 4{,}2$ siendo estable la posición del árbol en el cojinete y pequeño el rozamiento.

La magnitud $\varkappa$ aumenta considerablemente al disminuir el valor crítico de h_{cr}. Siendo $h_{cr} = 3\ \mu$ el coeficiente de fiabilidad (curva punteada) aumenta el doble ($\varkappa' = 8{,}4$ siendo $\psi = 0{,}001$ en lugar de $\varkappa = 4{,}2$ como para $h_{cr} = 5\ \mu$).

En el gráfico se indican con saetas las gamas de ψ correspondientes a los ajustes normalizados. A la zona recomendada de $\psi = 0{,}001 \div$

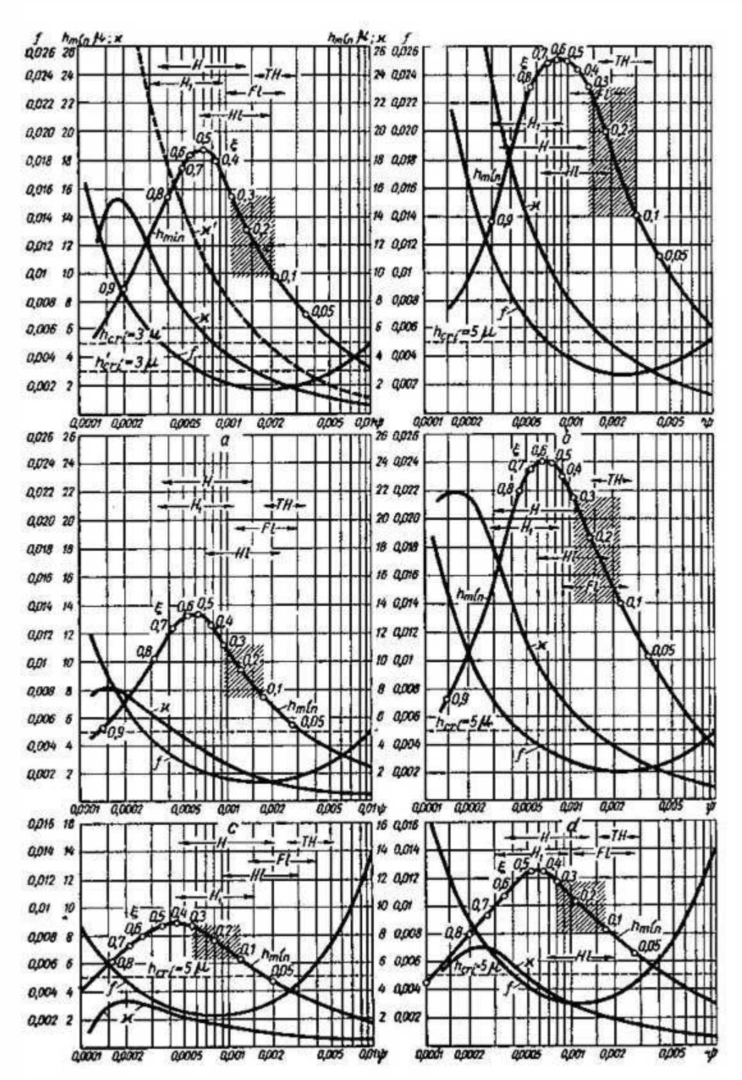


Fig. 372. Parámetros de trabajo de los cojinetes para distintos valores de ψ

$\div$ 0,002 mejor que nada corresponden los valores medios de ψ con el ajuste Hl. El ajuste TH provoca la reducción de h_{min} y $\varkappa$. Los ajustes H y H_1 no son aceptables, ya que llevan al cojinete a la zona inestable ($\xi > 0,5$).

En la figura 372, *b* se presenta un gráfico análogo para un cojinete de las mismas dimensiones, pero siendo $\lambda = 1000$ (el aumento en 2 veces de la viscosidad del aceite o la velocidad de rotación o la reducción de la carga 2 veces). El aumento de λ influye favorablemente en los parámetros del cojinete. El espesor de la capa de aceite h_{min} siendo $\xi = 0,3$ crece hasta 23 μ, el coeficiente de fiabilidad, hasta 6,2. El coeficiente de rozamiento aumenta algo ($f \approx 0,003$). El valor óptimo de ψ en este caso es igual a 0,0015, lo que corresponde a los valores medios de ψ con ajuste Fl.

En la figura 372, *c* se representa el gráfico para un cojinete con los mismos valores de l, P, η y n, pero con un diámetro de 80 mm.

La carga específica es

$$k = \frac{P}{ld} = \frac{4000}{10 \cdot 8} = 50 \text{ kgf/cm}^2.$$

La característica de régimen es

$$\lambda = \frac{\eta n}{k} = \frac{20 \cdot 1000}{50} = 400.$$

El gráfico atestigua sobre el empeoramiento de los parámetros del cojinete. La magnitud de h_{min}, siendo $\xi = 0,3$, disminuye hasta 11 μ, el coeficiente de fiabilidad, hasta 2,5. El coeficiente de rozamiento disminuye insignificantemente ($f = 0,0019$). La holgura óptima en este caso es $\psi = 0,0009$ (el ajuste próximo apropiado es Hl).

En la figura 372, *d* se expone el gráfico para un cojinete con los mismos l, P, η y n, pero con $d = 120$ mm.

La carga específica es

$$k = \frac{P}{ld} = \frac{4000}{10 \cdot 12} = 33,5 \text{ kgf/cm}^2.$$

La característica de régimen es

$$\lambda = \frac{\eta n}{k} = \frac{20 \cdot 1000}{33,5} = 600.$$

Los parámetros de trabajo del cojinete mejoran bruscamente. La magnitud de h_{min}, siendo $\xi = 0,3$, resulta igual a 21,5 μ, el coeficiente de fiabilidad es 6,2. El coeficiente de rozamiento aumenta algo ($f = 0,0026$). La holgura óptima en este caso es $\psi = 0,0011$ (ajuste Fl).

En la figura 372, *e* se representa el gráfico para un cojinete con los mismos d, P, η n, pero con $l/d = 0,5$ ($l = 50$ mm).

La carga específica es

$$k = \frac{P}{ld} = \frac{4000}{5 \cdot 10} = 80 \text{ kgf/cm}^2.$$

La característica de régimen es

$$\lambda = \frac{\eta n}{k} = \frac{20 \cdot 1000}{80} = 250.$$

El espesor de la capa de aceite h_{min}, siendo $\xi = 0,3$, es igual a 8,5 μ, el coeficiente de fiabilidad es 2, el coeficiente de rozamiento es 0,0022, la holgura óptima es $\psi = 0,0006$ (el ajuste próximo aceptable es el H).

Los parámetros del cojinete con $l/d = 0,5$ pueden mejorarse con el aumento de la característica de régimen, mediante el aumento de la viscosidad del aceite o la disminución de k (aumento del diámetro). Siendo $\lambda = 500$ (fig. 372, f) h_{min} (siendo $\xi = 0,3$) se eleva hasta 12, el coeficiente de fiabilidad, hasta 3,5. La holgura óptima $\psi = 0,0008$ (el ajuste próximo apropiado es el *Hl*).

La construcción de los diagramas de $\psi - h_{min}$ revela de modo más completo el cuadro de trabajo del cojinete, pero es más laboriosa. Es más fácil determinar la holgura relativa de la condición $\xi = 0,3$ sobre la base de la figura 365 o de la fórmula (121) y elegir el ajuste normalizado próximo según la figura 354, *c*, *d* de tal modo que para los valores extremos de ψ la magnitud ξ, no salga de los límites 0,1—0,15 y por término medio sea igual a $\sim$0,3. Teniendo en cuenta el desgaste en la explotación, es mejor regirse a los valores los medianos primordiales algo elevados ($\xi = 0,35 \div \div 0,4$) con tal cálculo que a medida que se desgaste el cojinete pase a la zona del valor óptimo $\xi = 0,3$.

La elección de la magnitud ψ de esta condición casi sin error conduce a la creación de un cojinete que trabaja sin fallos y que conserva la capacidad de trabajo, en el curso de un período duradero de servicio.

Conforme a los diagramas (fig. 372), a los valores de $\xi = 0,3 \div 0,1$ corresponden las magnitudes mínimas del coeficiente de rozamiento. Por eso, al elegir ψ puede también partirse de la condición del mínimo coeficiente de rozamiento, es decir, determinar ψ por la fórmula (129).

No obstante, este procedimiento conduce a valores de ξ algo reducidos.

9.11 Diámetro del cojinete

Resolviendo la fórmula (121) (para $\xi = 0,3$) respecto de λ, obtenemos

$$\lambda = \frac{\eta n}{k} = \frac{4,75 \cdot 10^8 \psi^2}{l/d}, \tag{131}$$

donde k es la carga específica en kgf/cm²,

$$k = \frac{P \cdot 10^2}{ld},$$

sustituyendo en la fórmula (131) este valor de k y el valor de ψ de la fórmula (110), hallamos

$$p = \frac{2}{m^2} 10^{-6} d^3 (l/d)^2 \eta n. \tag{132}$$

De esta expresión se ve que, a otras condiciones iguales (iguales η, n, m y l/d), la capacidad portante del cojinete es proporcional al *cubo del diámetro*. Por consiguiente, el aumento del diámetro

representa un medio muy efectivo para aumentar la capacidad portante del cojinete.

El aumento del diámetro no sólo eleva la capacidad portante, sino que para el valor dado de h_{cr} reduce la característica crítica de régimen λ_{cr} y, por consiguiente, aumenta la fiabilidad de trabajo del cojinete.

En la fig. 373 se representa la característica de régimen crítica λ_{cr}, determinada sobre la base del gráfico (fig. 370), en función del diámetro del cojinete y de la holgura relativa ψ (se ha aceptado $l/d = 1$; $h_{cr} = 5\mu$). Como se ve, λ_{cr} disminuye bruscamente con el aumento del diámetro y con la disminución de la holgura relativa. No se aconseja aplicar holguras $\psi < 0{,}001$, ya que el cojinete, en este caso, pasa a la zona de $\xi > 0{,}3$.

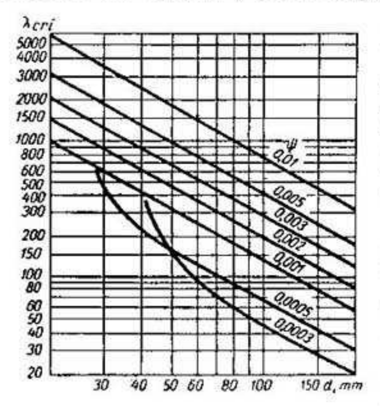


Fig. 373. Característica crítica de régimen λ_{cri} en función del diámetro d y de la holgura relativa (para $l/d = 1$ y $h_{crt} = 5\ \mu$)

Al aumentar d también aumenta la rigidez del árbol, disminuyen sus deformaciones elásticas (que en sumo grado determinan el espesor crítico de la capa de aceite) y aumenta la estabilidad a la vibración del cojinete.

Como se ve en la figura 373, los valores de λ_{cr} para los cojinetes de pequeño diámetro ($d = 20 \div 30$ mm) son muy grandes. Por consiguiente, estos cojinetes pueden trabajar fiablemente sólo con altas características de régimen (grandes velocidades de rotación y bajas cargas específicas). Lo mismo que para los cojinetes de gran diámetro, es conveniente regirse a valores moderados de la holgura relativa (pero no inferiores de $\psi = 0{,}001$).

Valiéndose de la fórmula (132) se puede, conociendo P, η y n, hallar el diámetro del cojinete, con el cual se garantiza la condición de $\xi = 0{,}3$:

$$d = 37 \sqrt[3]{\frac{Pm^2}{(l/d)^2 \eta n}}, \tag{133}$$

(los valores de m vienen dados en la pág. 392).

Para $l/d = 1$ y el ajuste más difundido Hl ($m = 12$)

$$d = 190 \sqrt[3]{\frac{P}{\eta n}}.$$

9.12 Relación l/d

Conforme a la fórmula (132) la capacidad portante del cojinete es proporcional al cuadrado de la relación l/d.

La capacidad portante de los cojinetes con pequeña relación de l/d está reducida, debido a la salida facilitada del aceite por los extremos. Para iguales valores de λ el espesor mínimo de la capa de aceite en estos cojinetes es menor que en los cojinetes con alto valor de l/d; para la creación de una capa de aceite de suficiente espesor son necesarios valores de λ más elevados y menores holguras.

No obstante, los cojinetes con pequeño valor de l/d son menos sensibles a los torcimientos; el espesor crítico de la capa de aceite en éstos es considerablemente menor que en los cojinetes con alto valor de l/d. Esto compensa en sumo grado la reducida capacidad portante de los cojinetes cuya relación l/d es pequeña.

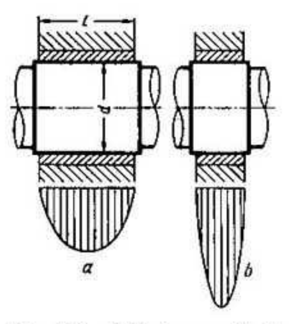


Fig. 374. Cojinetes con distintas relaciones de l/d

Los cojinetes con gran l/d, por el contrario, son muy sensibles a los torcimientos, como consecuencia de lo cual el espesor crítico de la capa de aceite en éstos siempre es mayor.

Teniendo en cuenta la influencia positiva y negativa de l/d en la capacidad portante, en la práctica con frecuencia se atienen a los valores medios de $l/d = 0{,}8 \div 1{,}2$ (fig. 374, *a*).

Debido a las dimensiones axiales limitadas, a veces hay que reducir la relación l/d hasta 0,3 (fig. 374, *b*). Estos cojinetes, con la elección correcta de los demás parámetros (suficientemente pequeñas holguras, altos valores de λ), trabajan satisfactoriamente.

Las pequeñas relaciones de l/d se aplican también para los cojinetes de grandes diámetros ($d > 100$ mm) que se distinguen por su alta capacidad portante.

Los cojinetes con $l/d > 1{,}5$, como regla general, se hacen autoalineadores, lo que permite utilizar las ventajas de las altas relaciones de l/d.

9.13 Fases de trabajo del cojinete

Las fases de trabajo del cojinete se revelan claramente en el diagrama que indica el cambio del coeficiente de rozamiento f en función de la característica de régimen λ.

Estos diagramas, obtenidos experimentalmente, permiten determinar el régimen crítico de trabajo del cojinete y el valor crítico del espesor mínimo de la película de aceite h_{cr}.

En la figura 375 se representa en coordenadas $\lambda - f$ el gráfico para un cojinete de diámetro $d = 100$ mm, con $l/d = 1$ y una holgura relativa $\psi = 0{,}002$ ($\Delta = 200\mu$).

El ramal izquierdo de la curva se refiere a la zona de rozamiento semilíquido, donde se observa el contacto metálico entre las superficies del árbol y del cojinete.

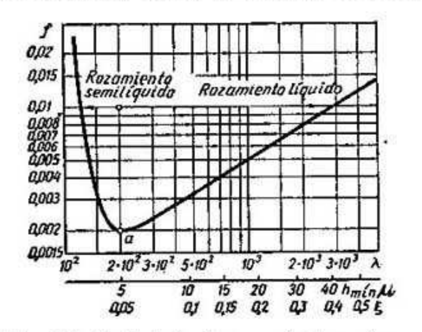


Fig. 375. Coeficiente de rozamiento en función de λ

El punto extremo de la curva (que sale fuera de los límites del diagrama) corresponde a la magnitud del coeficiente de rozamiento semiseco.

El coeficiente de rozamiento en la zona de lubricación semilíquida disminuye con el aumento de λ, es decir, para el cojinete con carga específica y viscosidad del aceite dadas, con el aumento de la velocidad de rotación. Esto significa que a medida que aumenta la velocidad de rotación el árbol se separa de la superficie del cojinete; disminuye el número de microirregularidades que hacen contacto.

En el punto a, siendo $\lambda = 2 \cdot 10^2$, comienza la separación de las superficies metálicas, el árbol «emerge» en la película de aceite, el cojinete pasa a la zona de rozamiento líquido.

Más allá del punto a, el coeficiente de rozamiento se determina por los factores hidrodinámicos.

En correspondencia con la ecuación (126), el coeficiente de rozamiento aumenta continuamente con el aumento de λ.

El mínimo de la curva (*rozamiento mixto*) indica el valor crítico de la característica de régimen. Con ayuda del gráfico de la figura 361 puede determinarse ξ, y valiéndose del gráfico de la figura 375, se puede hallar el valor de $h_{\text{mín}} = \frac{\xi\Delta}{2}$ (segunda escala en el eje de abscisas) y h_{cr} (en la fig. 375 $h_{\text{cr}} = 5\mu$).

9.14 Cojinete de rozamiento líquido como sistema autorregulador

Los cojinetes de contacto plano trabajan establemente en una amplia gama de regímenes de explotación. Esto se explica por su capacidad de adaptarse a distintas condiciones de trabajo, gracias a la propiedad de los aceites lubricantes de variar la viscosidad con la temperatura.

Las grandes holguras no son favorables para la capacidad portante, pero contribuyen a disminuir el rozamiento y a elevar el bombeo del aceite. La temperatura de trabajo de los cojinetes con gran holgura es menor; la viscosidad del aceite elevada gracias a esto, compensa su pequeña capacidad portante.

Con esto se explica la capacidad de los cojinetes de contacto plano de trabajar incluso con desgastes bastante considerables.

Los cojinetes con pequeña holgura trabajan a elevada temperatura, debido al gran desprendimiento de calor; no obstante, la disminuida viscosidad del aceite se compensa por la alta capacidad de carga de estos cojinetes. Una capacidad análoga de autorregulación el cojinete revela al oscilar el régimen de trabajo.

Si, por ejemplo, crece la carga específica, la característica de régimen cae y con ella disminuye también el espesor mínimo de la capa de aceite; el cojinete se aproxima al régimen de rozamiento semilíquido. No obstante, con la reducción de λ disminuye simultáneamente el coeficiente de rozamiento (véase la fig. 375) y se reduce el desprendimiento de calor. Como resultado, aumenta la viscosidad del aceite, debido a lo cual se restablece total o parcialmente el valor inicial de la característica de régimen y el cojinete pasa al estado de equilibrio estable.

Si sube la temperatura del cojinete (por ejemplo, debido a la disminución temporal del suministro de aceite), disminuye la viscosidad de trabajo del aceite, disminuye el espesor de la capa de aceite y puede tener lugar el agarrotamiento. Sin embargo, con la disminución de la viscosidad, baja el coeficiente de rozamiento y disminuye el desprendimiento de calor. Como resultado se establece un nuevo estado de equilibrio, pese a que puede ser con un valor disminuido de λ en comparación con el primordial.

Al pasar a la zona de altos valores de λ (aumento de la velocidad de rotación, disminución de la carga) el trabajo del cojinete puede resultar inestable, debido a la disminución de la excentricidad del árbol. No obstante, al surgir movimientos vortiginosos del árbol crecen bruscamente las pérdidas por rozamiento, sube la temperatura del cojinete, disminuye la viscosidad del aceite y el árbol vuelve a la zona estable.

El mecanismo de autoamortiguamiento de las vibraciones deja de funcionar sólo en la zona de pequeñas excentricidades ($\varepsilon < 0{,}5$).

De este modo, el factor η en la expresión $\frac{\eta n}{k}$ desempeña el papel de regulador que, al variar la característica de régimen, tiende a restablecer su valor primordial.

La condición principal reside en que el mecanismo que sirve para restablecer el equilibrio puede actuar en toda la gama de las posibles oscilaciones de régimen, sin pasar los valores peligrosos de h_{min}. Para esto es necesario que el cojinete se haya calculado con suficiente coeficiente de fiabilidad y trabaje en la zona de excentricidades suficientemente grandes.

En contraposición al rozamiento líquido la zona de rozamiento semilíquido es inestable. Si el cojinete pasa a esta zona, cualquier factor que contribuya a reducir la magnitud de λ (disminución de la viscosidad del aceite, aumento de la carga), provoca el aumento del coeficiente de rozamiento (véase la fig. 375), como consecuencia aumenta la temperatura del cojinete y, a continuación aumenta nuevamente el coeficiente de rozamiento. El proceso finaliza con el surgimiento del rozamiento semiseco, si no aparece algún factor favorable (por ejemplo, en los materiales plásticos para cojinetes el alisamiento de las microirregularidades bajo la acción de las temperaturas aumentadas que van acompañadas de la reducción de h_{cr}).

El aumento de la velocidad de rotación repercute favorablemente en la zona de rozamiento semilíquido. Con el aumento de n (y por consiguiente, también de λ) el coeficiente de rozamiento cae bruscamente y el cojinete pasa a la zona de rozamiento líquido. Con esto se explica el paso comparablemente sin peligro de los cojinetes por la zona de rozamiento semilíquido en los períodos de arranque.

9.15 Cálculo de los cojinetes de rozamiento líquido

El cálculo de los cojinetes de rozamiento líquido no presenta dificultades, si se conoce la temperatura de la capa de aceite y la viscosidad de trabajo del aceite.

El cálculo *de comprobación* (vienen dados los parámetros geométricos del cojinete, carga, velocidad de rotación) se reduce a determinar el espesor mínimo de la capa de aceite, el coeficiente de rozamiento y el factor de fiabilidad del cojinete. Por la curva de viscosidad-temperatura (véase la fig. 360) se halla la viscosidad del aceite a la temperatura dada, se determina el número de Sommerfeld So y per el gráfico de la figura 361 se halla el espesor relativo de la capa de aceite ξ. El espesor mínimo de la capa de aceite en μ es

$$h_{min} = \xi \frac{\psi d}{2} 10^3.$$

El valor de ξ_{cr} se calcula por la fórmula

$$\xi_{cr} = \frac{2h_{cr}}{\Delta} = 10^{-3} \frac{2h_{cr}}{\psi d},$$

después de lo cual por el mismo diagrama se halla el correspondiente valor de So_{cr} y se determina el coeficiente de fiabilidad como relación de So/So_{cr}. El coeficiente de rozamiento se calcula por la fórmula (127).

Es más conveniente hacer uso de los gráficos de las figuras 370 y 371, donde se dan directamente los valores de h_{min} en función de λ y ψ.

La característica crítica de régimen λ_{cr} se determina por los mismos gráficos sobre la base de la magnitud h_{cr}. El coeficiente de fiabilidad $\varkappa = \lambda/\lambda_{cr}$.

La magnitud h_{cr} depende de la calidad del mecanizado de las superficies, de la longitud y diámetro del cojinete, de la rigidez

del sistema árbol-cojinete y de la capacidad de ajustamiento del material del cojinete durante su explotación.

A una pureza ordinaria del mecanizado de ∇9—∇10 la magnitud h_{cr} puede determinarse de la correlación aproximada

$$h_{cr} = a\sqrt{l/d}\sqrt{d}\,[\mu], \tag{134}$$

donde d es el diámetro del árbol en mm; a es un coeficiente igual a 0,7 para los cojinetes con revestimiento de babbitt, y a 1 con recubrimiento de bronce de plomo, y a 1,5 para los cojinetes de bronce y de aleaciones a base de aluminio.

Para los árboles de apoyos múltiples (por ejemplo, los cigüeñales), los valores de h_{cr} determinados por la fórmula (134) deben aumentarse 1,2—1,5 veces.

Para el cálculo *de proyecto* vienen dados la carga y la velocidad de rotación. Con frecuencia por condiciones constructivas viene dado el diámetro del árbol. La relación l/d se toma habitualmente igual a 0,8—1 (a excepción de casos especiales).

El problema se reduce en la mayoría de los casos a hallar la holgura ψ que garantiza el trabajo más fiable del cojinete.

Es posible también la variación de la característica de régimen, mediante el cambio de la viscosidad del aceite (elección de la especie de lubricante).

El cálculo más simple consiste en determinar las magnitudes de ψ de la condición $\xi = 0{,}3$. Para el diámetro del árbol y la relación l/d elegidos y para la especie dada de lubricante se determina la característica de régimen $\lambda = \frac{\eta n}{k}$, después de lo cual se halla la holgura óptima ψ por el gráfico de la figura 365 o por la fórmula (121).

A continuación se elige el ajuste normalizado próximo con tal cálculo que para los valores extremos de ψ, determinados por el campo de tolerancias, el valor máximo de ξ teniendo en cuenta el desgaste en la explotación constituya $\approx 0{,}4$, con la particularidad de que no salga de los límites de $0{,}1 \div 0{,}5$.

Para simplificar la elección de la holgura se ha construido un nomograma (fig. 376) que establece el vínculo entre las holguras relativas con ajustes normalizados y las magnitudes de ξ (el gráfico se ha trazado para $l/d = 1$ y es aplicable para los valores de $l/d = 0{,}8 \div 1{,}2$).

Supongamos que, por ejemplo, $d = 80$ mm; la característica de régimen $\lambda = 1000$. Levantando en el punto $d = 80$ mm (en las partes izquierda o derecha del gráfico) una perpendicular hasta su intersección con los valores extremos de ψ para distintos ajustes y trazando por el punto de intersección líneas horizontales hasta la intersección con la ordenada $\lambda = 1000$ en la parte media del gráfico, leemos en las líneas inclinadas los correspondientes valores de ξ.

En el caso examinado el ajuste próximo conveniente es el *Hl*, con el cual para el valor medio de $\psi = 0{,}0014$ (punto *a*), para el superior extremo de $\psi = 0{,}0023$ (punto *b*), y para el inferior extremo de $\psi = 0{,}0007$ (punto *c*) los valores de ξ son respectivamente iguales a 0,3; 0,15; 0,7 (puntos *a'*, *b'*, *c'*).

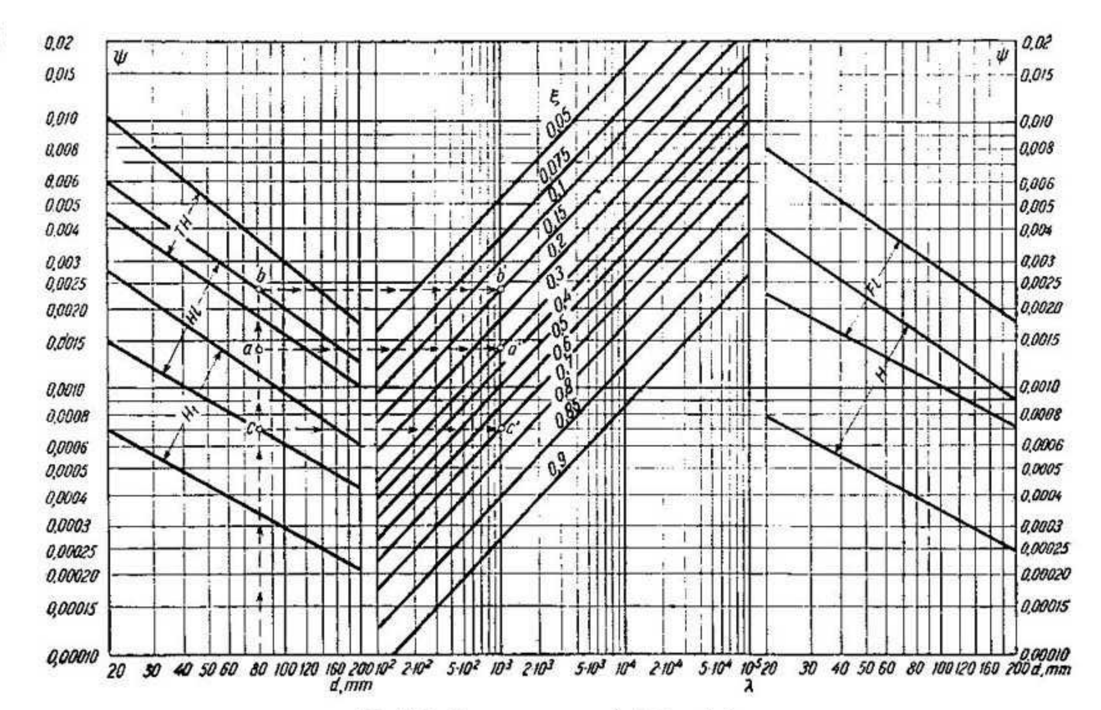


Fig. 376. Nomograma para elegir los ajustes

Es aceptable también el ajuste Fl (respectivamente $\xi = 0,18$; $0,09$; $0,45$). El ajuste TH da valores demasiado pequeños de ξ (0,1; 0,075; 0,2), con los cuales es posible la aparición del rozamiento semilíquido.

Son inadmisibles los ajustes H ($\xi = 0,65$; $0,27$; $0,85$) y H_1 ($\xi = 0,75$; $0,45$; $0,87$) que hacen pasar el cojinete a la zona inestable.

Los valores medios y extremos de h_{min} se determinan de la expresión

$$h_{min} = 10^3 \frac{\xi \psi d}{2},$$

donde ξ es el espesor relativo de la capa de aceite; ψ son las holguras relativas para los valores medio y extremos de las holguras.

El valor λ_{cr} se halla por los nomogramas (fig. 370 ó 371) sobre la base del valor adoptado h_{cr}. El coeficiente de fiabilidad $\varkappa = \lambda/\lambda_{cr}$. El coeficiente de rozamiento se calcula por la fórmula (127).

Los resultados del cálculo por los valores medios y extremos de la holgura, para el ejemplo anterior (ajuste Hl; $h_{cr} = 5\ \mu$) se exponen en la tabla 33.

Tabla 33

Holgura	ψ	δ en μ	ξ	h_{min}	λ_{cr}	$\varkappa$	f
Media	0,0014	56	0,3	16,5	200	5	0,003
Máxima	0,0023	92	0,15	14,7	320	3,1	0,0027
Mínima	0,0007	28	0,7	19,6	120	8,4	0,05

9.16 Cálculo térmico de los cojinetes

La cantidad de calor que se desprende en el cojinete, en Kcal/s es

$$R = \frac{Pvf}{A} = \frac{Pvf}{427}, \tag{135}$$

donde P es la carga sobre el cojinete en kgf; v es la velocided circunferencial en m/s; f es el coeficiente de rozamiento; A es el equivalente mecánico del calor ($A = 427$ kgf·m/cal).

En los cojinetes de rozamiento líquido con engrase por circulación, se desprecia la extracción de calor desde el cojinete al medio ambiente, suponiendo que en el régimen térmico estable todo el calor se deriva por el aceite que circula.

La cantidad de calor (cal/s) que se lleva por el aceite del cojinete es

$$R' = 10^{-3} Q \gamma c (t_{sal} - t_{ent}) = 10^{-3} Q \gamma c\, \Delta t, \tag{136}$$

donde Q es el volumen del aceite que sale del cojinete, en cm³/s; γ es el peso específico del aceite en gf/cm³; c es la capacidad calorífica del aceite en cal/kgf. °C; t_{ent} y t_{sal} son las temperaturas del aceite en la entrada y en la salida del cojinete; $\Delta t = t_{sal} - t_{ent}$ es el aumento de la temperatura del aceite en el cojinete.

En el estado de equilibrio térmico $R = R'$, es decir, conforme a las fórmulas (135) y (136).

$$\frac{Pvf}{427} = 10^{-3} Q\gamma c\,\Delta t, \tag{137}$$

de donde

$$\Delta t = 10^3 \frac{Pvf}{427 Q\gamma c} = 2{,}34 \frac{Pvf}{Q\gamma c}. \tag{138}$$

La temperatura del aceite en la salida del cojinete es

$$t_{\text{sal}} = t_{\text{ent}} + \Delta t. \tag{139}$$

La temperatura media del aceite en el cojinete es

$$t_{\text{med}} = \frac{t_{\text{sal}} + t_{\text{ent}}}{2} = t_{\text{ent}} + \frac{\Delta t}{2}. \tag{140}$$

Sustituyendo en la fórmula (138) el valor de $P = kld$ y

$$v = \frac{\pi\, dn}{30 \cdot 2 \cdot 100} = 5{,}22 \cdot 10^{-4}\, dn,$$

donde d y l son el diámetro y la longitud del cojinete en cm; $k = P/ld$ es la carga específica en kgf/cm²; n es la velocidad de rotación en r.p.m., obtenemos

$$\Delta t = 1{,}22 \cdot 10^{-3} \frac{kld^2 nf}{Q\gamma c} \tag{141}$$

El peso específico de los aceites lubricantes minerales en la gama de 20—100° C oscila entre los límites de $\gamma = 0{,}85 \div 0{,}95$, la capacidad calorífica es de 0,45—0,55. Sustituyendo en la ecuación (141) los valores medios de $\gamma = 0{,}9$ y $c = 0{,}5$, obtenemos

$$\Delta t = 2{,}7 \cdot 10^{-3} \frac{kld^2 nf}{Q}. \tag{142}$$

El volumen Q del aceite en cm³/s que sale del cojinete es según Foguelpol:

$$Q = 3{,}3 \cdot 10^{-3} (2{,}8 - l/d)\, \psi l d^2 n \sqrt[3]{1+p}, \tag{143}$$

donde d y l son el diámetro y la longitud del cojinete en cm; ψ es la holgura relativa; n es la velocidad de rotación en r.p.m.; p es la presión del suministro de aceite en kgf/cm².

Sustituyendo este valor de Q en la ecuación (141), obtenemos

$$\Delta t = \frac{0{,}82}{(2{,}8 - l/d \sqrt[3]{1+p}} \cdot \frac{kf}{\psi}. \tag{144}$$

Para el cojinete calculado para trabajar con el valor óptimo de $\xi = 0{,}3$, conforme a las fórmulas (130) y (121)

$$f = 10^{-4} \sqrt{\lambda} \sqrt[3]{d/l},$$

$$\psi = 4{,}6 \cdot 10^{-5} \sqrt{\lambda} \sqrt{l/d}.$$

Sustituyendo estas magnitudes en la ecuación (144), hallamos

$$\Delta t \approx \frac{1{,}8k\,(d/l)^{0{,}8}}{(2{,}8-l/d)\sqrt[3]{1+p}}. \tag{145}$$

Representando k en forma de $k=\frac{P}{d^2(l/d)}$, obtenemos

$$\Delta t = \frac{1{,}8P}{d^2\,(l/d)^{1{,}8}\,(2{,}8-l/d)\sqrt[3]{1+p}} = a\,\frac{P}{d^2}. \tag{146}$$

De esta expresión se ve que para una carga prefijada el aumento de la temperatura en el cojinete es inversamente proporcional al cuadrado del diámetro y directamente proporcional al factor a (fig. 377):

$$a=\frac{1{,}8}{(l/D)^{1{,}8}\,(2{,}8-l/d)\sqrt[3]{1+p}}.$$

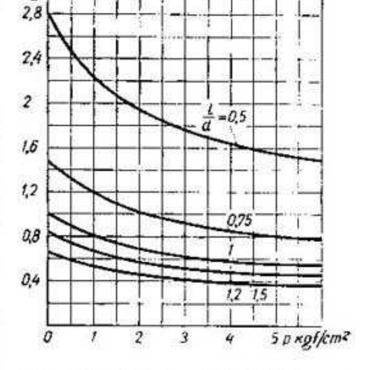


Fig. 377. Factor a para distintos valores de p y l/d

Para el cálculo de proyecto del cojinete con valor óptimc de $\xi = 0{,}3$ hay que conocer P y n, aceptar los valores de d, l/d, la presión p y la temperatura t_{ent} de suministro del aceite lubricante, y su especie.

De la ecuación (144) se determina el aumento de la temperatura del aceite Δt en el cojinete y, de acuerdo con la fórmula (140), se determina la temperatura media de la capa de aceite, después de lo cual por la curva de viscosidad-temperatura se halla el valor de la viscosidad de trabajo del aceite η y se calcula la característica de régimen λ.

A continuación, el cálculo se realiza por la metodología descrita, determinando ψ de la ecuación (121) o por el gráfico de la figura 365 y, eligiendo el ajuste normalizado próximo. Luego, se calcula el espesor mínimo de la capa de aceite por la fórmula (115), por los gráficos de las figuras 370 ó 371 se halla la magnitud λ_{cr} y se determina el coeficiente de fiabilidad $\varkappa = \lambda/\lambda_{cr}$.

Se puede mejorar el trabajo del cojinete, en este caso, no sólo aumentando el diámetro, sino también aumentando la presión de suministro del aceite.

La salida del aceite del cojinete puede aumentarse considerablemente (y con ello reducir la temperatura de trabajo de la capa de aceite), haciendo rebajos longitudinales en la zona no cargada del cojinete [la fórmula (143) es válida para los cojinetes sin rebajos con suministro del aceite por el agujero dispuesto en la zona no cargada].

Supongamos que $P = 4000$ kgf; $n = 2000$ r.p.m.; $d = 80$ mm; $l/d = 1$. La temperatura del aceite que se suministra es $t_{ent} = 60°$ C, la presión de suministro es $p = 4$ kgf/cm². El aceite es de la marca AK-15.

La carga específica es

$$k = \frac{4000}{8 \cdot 8} = 62 \text{ kgf/cm}^2.$$

El aumento de la temperatura en el cojinete, según la fórmula (145), es

$$\Delta t = \frac{1,8 \cdot 62}{1,8 \sqrt[3]{5}} = 36°\text{C}.$$

La temperatura media del aceite, por la fórmula (140), es

$$t_{med} = 60 + 18 = 78°\text{C}.$$

Conforme a la figura 360, la viscosidad del aceite a esta temperatura es $\eta = 35$ cP. La característica de régimen es

$$\lambda = \frac{\eta n}{k} = \frac{35 \cdot 2000}{62} = 1130.$$

La holgura relativa óptima, según la fórmula (121), es

$$\psi = 4,6 \cdot 10^{-5} \sqrt{1130} = 0,0015.$$

Conforme al gráfico de la figura 376, el ajuste adaptable próximo es *Hl*. El espesor mínimo de la capa de aceite es

$$h_{mín} = \frac{\xi \psi d 10^3}{2} = \frac{0,3 \cdot 0,0015 \cdot 80 \cdot 10^3}{2} = 18\mu.$$

Por la figura 370 (para $h_{cr} = 5$ μ), la característica crítica de régimen $\lambda_{cr} = 160$.

El coeficiente de fiabilidad es

$$\varkappa = \frac{\lambda}{\lambda_{cr}} = \frac{1130}{160} = 7.$$

El coeficiente de rozamiento, por la fórmula (127), es

$$f = 3,36 \cdot 10^{-9} \frac{1130}{0,0015} + 0,00075 = 0,0033.$$

La potencia que se invierte en el rozamiento es

$$N = Pvf = \frac{P\pi n}{30} 10^{-3} \frac{df}{2} = 4000 \frac{\pi 2000}{30} 10^{-3} \cdot 40 \cdot 0,0033 = 116 \text{ kgf} \cdot \text{m/s} = 1,12 \text{ kW}.$$

Al hacer el cálculo térmico de comprobación de los cojinetes ejecutados (cuyos parámetros no se han elegido obligatoriamente de la condición $\xi = 0,3$) la temperatura media t_{med} de la capa de aceite se determina por el método de aproximación sucesiva. Se prefija el valor supuesto t_{med}, se determina la viscosidad del aceite, se halla $\lambda = \frac{\eta n}{k}$ y por la expresión (127) se calcula el coeficiente de rozamiento. Luego, por la fórmula (143), se halla la salida del aceite,

por la fórmula (144) se determina la magnitud Δt y por la fórmula (140) la magnitud t_{med}.

Si t_{med} se distingue del valor previo, se reitera el cálculo hasta la coincidencia. A continuación, el cálculo se lleva a cabo como se ha descrito anteriormente.

9.17 Tipos de carga

Las fórmulas aportadas en los apartados anteriores están basadas en la suposición de una carga de magnitud y dirección constantes y de una velocidad de rotación permanente. Estas se aplican cuando:

a) el árbol, cargado con una fuerza constante, gira, el cojinete está inmóvil; la zona de presión no varía su posición respecto al cojinete (fig. 378, *a*);

b) el árbol está inmóvil, el cojinete, cargado con una fuerza constante, gira; la zona de presión se desplaza respecto al árbol con una

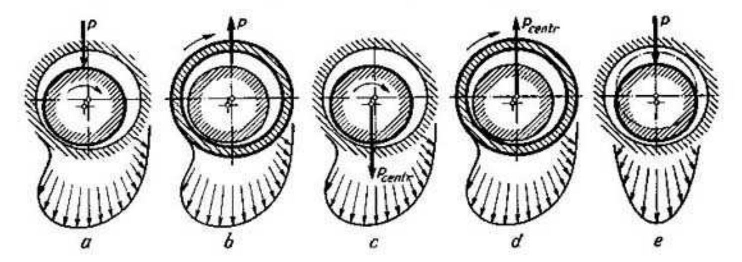


Fig. 378. Tipos de carga

velocidad angular igual a la velocidad angular de rotación del cojinete, pero no varía su posición respecto del cojinete (vista *b*);

c) el árbol, cargado con una fuerza centrífuga constante, gira, el cojinete está inmóvil; la zona de presión se desplaza respecto al cojinete con una velocidad angular igual a la velocidad angular de rotación del árbol, pero no varía su posición respecto del árbol (vista *c*);

d) el árbol está inmóvil, el cojinete, cargado con una fuerza centrífuga constante, gira; la zona de presión se desplaza respecto al árbol con una velocidad angular igual a la velocidad angular de rotación del cojinete, pero no varía su posición respecto del cojinete (vista *d*).

Si el árbol, el cojinete y el vector de carga giran cada uno con su velocidad, el cálculo se realiza por la velocidad reducida

$$\omega_{red} = \omega_{\acute{a}r} + \omega_{coj} - 2_{car},$$

donde $\omega_{\acute{a}r}$; ω_{coj}; ω_{car} son las velocidades angulares respectivamente del árbol, cojinete y vector de carga.

En el caso de carga de dirección y magnitud variable (régimen no estacionario de carga), el cálculo se complica. Aproximadamente estos cojinetes se calculan partiendo de la magnitud media de la carga y de la velocidad media de rotación del vector de carga en un ciclo de carga.

Con la aparición de la técnica de cálculo electrónico ha sido posible el cálculo preciso valiéndose del método de *iteración*.

De material de referencia para el cálculo sirve el diagrama polar de la carga, en un ciclo de carga. Para el punto inicial del ciclo se prefija cierta posición probable del árbol en el cojinete y, conociendo la magnitud y dirección de la carga, así como la velocidad de rotación reducida, se determina la magnitud y la dirección de la fuerza hidrodinámica.

Comparando los valores obtenidos con la magnitud y dirección de la fuerza externa se determina la dirección de la velocidad instantánea de desplazamiento del centro del árbol. Repitiendo el cálculo para una serie de posiciones sucesivas del árbol al cabo de pequeños intervalos (por ejemplo, cada 5°), se obtiene la trayectoria aproximada del movimiento del centro del árbol, que sirve de material de referencia para la siguiente serie de cálculos.

Después de un número suficientemente grande de cálculos sus resultados empiezan a repetirse y las trayectorias sucesivamente determinadas coinciden.

Conociendo la trayectoria del movimiento del árbol, se halla el espesor mínimo de la capa de aceite h_{min}, se compara con el espesor crítico de dicha capa h_{cr} y se determina el coeficiente de fiabilidad $\varkappa$.

Si los valores obtenidos de h_{min} y $\varkappa$ son insuficientes, se prefijan otros valores de d, d/l, ψ y η rigiéndose por las leyes de la influencia de estos parámetros en la capacidad portante, y se repite el cálculo hasta obtener un resultado satisfactorio.

Representa un caso particular (fig. 378, *e*) la carga pulsante o la carga alternativa del árbol (o del cojinete) que gira con pequeña velocidad y que realiza un movimiento oscilatorio o está inmóvil. La fuerza portante de la capa de aceite, en este caso, se crea debido al desalojamiento periódico del aceite de las zonas de máxima aproximación del árbol y del cojinete. Su magnitud es proporcional a la viscosidad del aceite, al cubo del diámetro del cojinete e inversamente proporcional al cuadrado de la holgura relativa.

El desplazamiento del árbol en el cojinete en el curso de $\Delta\tau$ depende del impulso de la fuerza $P\Delta\tau$. Para la ley prefijada del cambio de la carga con el tiempo pueden optarse los parámetros geométricos del cojinete y la viscosidad del aceite que garanticen al final de cada ciclo de crecimiento de la carga, el espesor suficiente de la capa de aceite en el punto de mayor aproximación del árbol y del cojinete, y la conservación del rozamiento líquido, a pesar del débil efecto de bomba del árbol o de su ausencia total (estando el árbol inmóvil).

El aumento de la capacidad portante del cojinete como resultado de la aproximación periódica del árbol y del cojinete bajo la acción de una carga variable, se observa también en el caso de carga no estacionaria, pese a que no se tiene en cuenta por el cálculo.

9.18 Criterios aproximados de la capacidad portante

Con frecuencia, al proyectar cojinetes, se parte *de la carga específica admisible* $k = P/ld$ [kgf/cm²]. Este criterio es aplicable sólo para los materiales para cojinetes blandos y poco resistentes (babbitts, plásticos) y, además, con muchas salvedades.

La capacidad portante real depende de la *construcción* del cojinete, de su rigidez, del procedimiento de aplicación de la capa antifricción, de los parámetros geométricos (holgura, relación l/d), del carácter de la carga, de la velocidad de rotación del árbol, de la cantidad de aceite suministrado y de otros factores.

Examinemos los cojinetes con revestimiento de babbitt. La resistencia del metal babbitt a la fatiga por compresión, determinada en las probetas de ensayo, es igual a ~200 kgf/cm² a 20° C y ~100 kgf/cm² a 100° C. Teniendo en cuenta que la presión máxima en la capa de aceite excede la presión específica media aproximadamente 3 veces, convendría, partiendo de estos datos, considerar como carga admisible, a 20° C, $k = 0{,}3 \cdot 200 = 60$ kgf/cm² y, a 100° C, $k = 0{,}3 \cdot 100 = 30$ kgf/cm².

La capacidad portante real de los cojinetes puede aumentarse bruscamente disminuyendo el espesor de la capa de revestimiento, aumentando la rigidez de los casquillos y de los lechos, eligiendo correctamente la holgura y la relación l/d. Los cojinetes construidos convenientemente con revestimiento de capa delgada de babbitt soportan con seguridad, a una carga cíclica, presiones específicas $k = 100 \div 150$ kgf/cm².

La capacidad portante de los cojinetes de plástico se determina no tanto por su resistencia a la compresión, como por su *escurrimiento plástico* (surgimiento de deformaciones residuales a tensiones considerablemente menores que la resistencia a la compresión), su resistencia a la temperatura, su coeficiente de dilatación lineal y, sobre todo, por la construcción del cojinete, y oscila según sean estos factores en límites muy amplios ($k = 5 \div 50$ kgf/cm²).

Al calcular cojinetes de materiales más resistentes (bronces, aleaciones a base de aluminio, plata) son decisivos la hidrodinámica del cojinete, sus factores geométricos (d, l/d, ψ) y de régimen (λ), la elección racional de los cuales permite alcanzar cargas específicas de hasta 150—300 kgf/cm² y en algunos casos de hasta 500—600 kgf/cm².

9.19 Factores constructivos, tecnológicos y de explotación

El recalentamiento del cojinete, el desgaste excesivo, el resquebrajamiento y la fusión del revestimiento, el cubrimiento de material del cojinete en el árbol y otros fenómenos del trabajo insatisfactorio del cojinete, casi siempre ocurren como resultado del paso (general o local) por encima del espesor crítico de la capa de aceite, y del surgimiento del rozamiento semilíquido o semiseco en el cojinete, pero raramente suele ser como consecuencia de los valores calculados insuficientemente altos de h_{min} y λ.

En la mayoría de los casos, los desarreglos son condicionados por errores de la construcción, de la tecnología de fabricación y explotación. Las causas más frecuentes de que los cojinetes queden inservibles son:

suministro incorrecto del lubricante;

suministro insuficiente de lubricante en el período de arrangue;

salida desacelerada del aceite del cojinete;

construcción incorrecta del conjunto de cojinete, reparto desfavorable de las fuerzas en los cojinetes, elevadas cargas de borde;

rigidez insuficiente del árbol y del cojinete;

elección incorrecta del material del árbol y del cojinete;

dureza insuficiente de la superficie del árbol; correlación incorrecta entre la dureza del árbol y del cojinete;

macro y microgeometría incorrecta de las superficies portantes;

baja calidad del aceite; oxidación del aceite en la explotación;

filtración insatisfactoria del aceite de las impurezas mecánicas y de los productos duros de la oxidación.

En los árboles de apoyos múltiples la causa más frecuente de que los cojinetes queden fuera de servicio son la no coaxialidad de los apoyos o de los muñones del árbol y la insuficiente rigidez del cuerpo portador del apoyo.

La eliminación de estas causas suele garantizar el trabajo satisfactorio de los cojinetes.

De las ecuaciones fundamentales de la teoría hidrodinámica de lubricación no se puede sacar la deducción de que el aumento de la velocidad de rotación del árbol y de la viscosidad del aceite conduce al aumento de la capacidad portante y de la fiabilidad del cojinete, por cuanto en estas ecuaciones figura la viscosidad *de trabajo* del aceite que se establece como resultado de la interacción entre el desprendimiento de calor y la extracción de calor.

El aumento de la velocidad de rotación, que aumenta formalmente la característica de régimen, con frecuencia en la práctica la disminuye, ya que a una velocidad de rotación alta, aumenta el desprendimiento de calor, como consecuencia de lo cual disminuye la viscosidad de trabajo del aceite. Las grandes velocidades de rotación son peligrosas; al construir cojinetes de altas revoluciones es necesario elegir con minuciosidad particular los parámetros constructivos, con el fin de disminuir el desprendimiento de calor.

El aumento de la característica de régimen, empleando aceites de elevada viscosidad, no es siempre racional. La alta viscosidad del aceite lutricante aumenta el rozamiento y el desprendimiento de calor y dificulta la salida del aceite del cojinete, como consecuencia de lo cual se eleva la temperatura de la capa de aceite y disminuye la viscosidad de trabajo. Como consecuencia, la capacidad portante del cojinete con un aceite viscoso puede ser menor que con menos viscosidad. Además, el aceite de elevada viscosidad dificulta el arranque.

El empleo de aceite de elevada viscosidad se justifica sólo en los casos en que el cojinete trabaja a una temperatura elevada, debido al calentamiento del exterior, por ejemplo, en los cojinetes de las máquinas térmicas (motores de combustión interna), cuyos cuerpos se calientan por el calor que se desprende en los procesos de trabajo. Aquí, el empleo de aceite de elevada viscosidad es, a veces, el único procedimiento posible para garantizar un trabajo fiable de los cojinetes.

La capacidad portante del cojinete crece bruscamente con la disminución del espesor crítico de la capa de aceite (aumento de la finura del mecanizado de las superficies del árbol y del cojinete, aumento de la dureza superficial del árbol con el fin de disminuir el desgaste, elevación de la rigidez del sistema árbol—cojinete, empleo de cojinetes autoajustadores, purificación escrupulosa del aceite de las impurezas mecánicas).

El procedimiento más eficaz para elevar la capacidad portante reside en aumentar el diámetro del cojinete, ya que la capacidad portante, a otras condiciones iguales, es proporcional al cubo del diámetro [fórmula (132)].

9.20 Introducción del aceite en el cojinete

Con frecuencia el aceite se introduce en los cojinetes a través de agujeros abiertos en el cuerpo (fig. 379, *a*) o en el árbol (vista *b*). La introducción a través de ranuras anulares (vistas *c*, *d*) se aplica, si es necesario aumentar la circulación del aceite por el cojinete, así

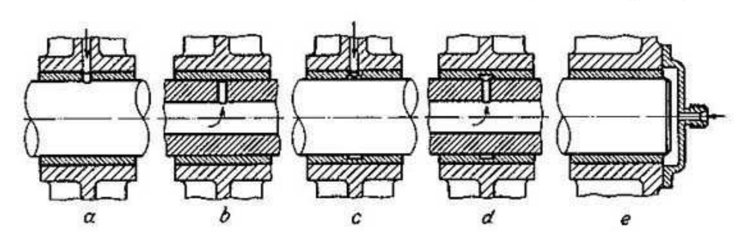


Fig. 379. Procedimientos para introducir el aceite en el cojinete

como en el caso de carga de dirección variable. Cabe tener en cuenta que las ranuras anulares reducen bruscamente la capacidad portante, convirtiendo el cojinete en dos cojinetes cortos. La introducción por el extremo (vista *e*) no disminuye la capacidad portante del cojinete, pero la circulación del aceite en este caso resulta aproximadamente 2 veces menor que con ranuras anulares centrales.

Como regla general, el aceite debe introducirse en la zona no cargada del cojinete.

9.20.1 Carga de dirección constante

A una carga de dirección constante los agujeros conductores de aceite, es mejor disponerlos en la zona limitada por el ángulo de 45—60° a ambos lados de la acción de la carga (380, *a*).

Representa un error grosero la introducción del aceite en la zona cargada (vista *b*). Debido a la elevada presión en esta zona, que

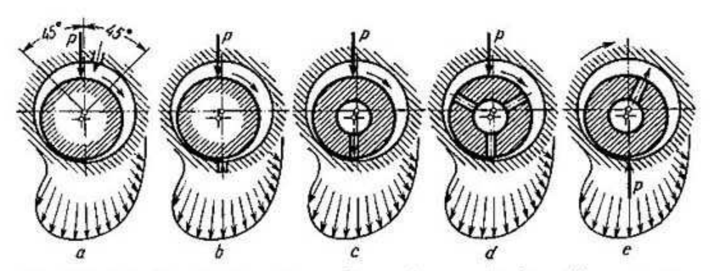


Fig. 380. Introducción de aceite en el caso de carga de dirección constante

alcanza varias decenas y centenas de kgf/cm², el aceite, suministrado habitualmente bajo una presión de 2—6 kgf/cm², no entra en la holgura, sino que se extruye del cojinete al conducto de aceite.

Esta circunstancia se aprovecha en algunas construcciones para suministrar lubricante a las superficies de difícil acceso (por ejemplo, en los mecanismos de biela y émbolo el lubricante para los bulones de émbolo se toma de los cojinetes de biela a través de agujeros dispuestos en la zona de altas presiones).

Al introducir el aceite por el taladrado radial en el árbol (vista *c*) el agujero de suministro de aceite interseca la zona cargada, en cada revolución del árbol, el aceite se suministra periódicamente y el en conducto de aceite surgen pulsaciones.

Si el suministro de aceite por el árbol está condicinado por necesidad constructiva, hay que hacer en el árbol, como mínimo, tres agujeros suministradores de aceite (vista *d*) o suministrar el aceite a través de la ranura anular, o bien por el extremo (véase la fig. 379, *c*—*e*).

Si el *árbol* está inmóvil y gira sólo el *cuerpo*, cargado por una fuerza de dirección constante, la zona de elevada presión conserva su posición respecto al árbol. En este caso, es mejor suministrar el aceite por el taladrado en el árbol en el sector opuesto a la dirección de la carga (fig. 380, *e*). Si se utilizan otros procedimientos para suministrar el aceite (a través del cuerpo, por ranuras anulares, por el extremo) es necesario tener en cuenta las observaciones hechas para la variante del cuerpo inmóvil.

Los bordes de los agujeros conductores de aceite que salen a la superficie de rozamiento deben ser redondeados con suavidad.

9.20.2 Carga de dirección variable

El caso más simple de carga de dirección variable es la carga de un cojinete por la fuerza centrífuga de las masas acopladas al árbol giratorio. La zona de elevada presión en la capa de aceite se desplaza por la circunferencia del cojinete junto con la rotación del árbol.

En este caso, lo mejor es suministrar el aceite por el agujero en el árbol dispuesto en el sector aproximadamente opuesto a la ac-

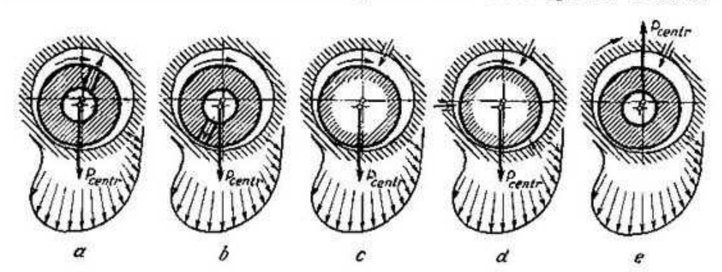


Fig. 381. Introducción del aceite en el caso de carga centrífuga

ción de la fuerza centrífuga (fig. 381, *a*) El suministro por la dirección de la carga (vista *b*) es inadmisible.

El suministro del aceite a través del cojinete (vista *c*) no es deseable: cualquiera que sea la disposición del agujero conductor de aceite, éste en cada revolución del árbol será obturado por la zona de elevada presión. Para que se garantice el suministro ininterrumpido de aceite en la holgura, éste se debe suministrar por tres agujeros (vista *d*). También es posible suministrar el aceite por las ranuras anulares y por el extremo.

En el caso en que es inmóvil el *árbol* y gira el *cojinete* junto con las masas acopladas a éste, es mejor suministrar el aceite a través del agujero abierto en el cojinete. Este agujero debe estar situado según la dirección de la carga (vista *e*). Si esto no es realizable constructivamente, el aceite se suministra a través de varios agujeros radiales practicados en el árbol.

Si la carga es de magnitud y dirección variables, con la particularidad de que la rotación del vector de carga no coincide con el giro del árbol, conviene disponer los agujeros conductores de aceite en la zona donde el árbol en cada ciclo de variación de la carga se aproxima al cojinete con menos frecuencia y para un tiempo más corto.

Esta zona se halla, valiéndose de los *diagramas de desgaste* (fig. 382), que demuestran el reparto aproximado del desgaste en las superficies del árbol y cojinete, así como la disposición de los sectores donde el árbol y el cojinete, en cada ciclo de variación de la carga, se aproximan más frecuentemente.

De material de referencia para construir los diagramas de desgaste sirven los diagramas polares de la carga que actúa en el árbol y cojinete en un ciclo completo de variación de la carga (que no coincide obligatoriamente con una revolución del árbol).

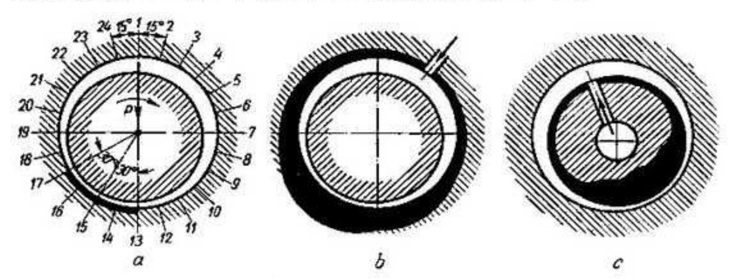


Fig. 382. Diagramas de desgaste

El círculo del cojinete se parte en distintas divisiones, por ejemplo, a cada 15° (véase la fig. 382, *a*), las cuales se numeran y se insertan en la tabla. Ya que la posición precisa del árbol en el cojinete, en cada momento dado no se conoce, entonces, aproximadamente se supone que la acción de la fuerza aplicada al árbol (o al cojinete), se propaga a la zona con ángulo central de 60° (ó 90°) desplazada a 30° de la dirección de la carga en el sentido de rotación.

Si, por ejemplo, la fuerza $P = 300$ kgf actúa conforme al diagrama polar en el punto *1*, esta cifra se inserta en la tabla bajo todas las divisiones que se encuentran en esta zona, es decir, para los puntos *13—17*.

Una vez llenada la tabla, bajo cada división se rotulan las cifras totales que se marcan en la conveniente escala, en el círculo del árbol y del cojinete en forma de radios-vectores, cuyos extremos se unen con una curva suave.

El diagrama de desgaste del *cojinete* (vista *b*) sirve para elegir la disposición del agujero conductor de aceite en el cojinete, el diagrama de desgaste del *árbol* (vista *c*) sirve para elegir la disposición del agujero en el árbol.

Los agujeros conductores de aceite se disponen en la zona de los mínimos de las curvas de desgaste.

Puede determinarse más exactamente la disposición conveniente de los agujeros conductores de aceite valiéndose del método de iteración (pág. 428)

9.20.3 Ranuras de lubricación

La zona cargada del cojinete de rozamiento líquido debe estar libre de ranuras y de rebajos, que alteran la lisura de la superficie portante y que debilitan la capacidad portante del cojinete. Las ranuras anulares comunican la zona de alta presión del cojinete con las zonas de baja presión, las longitudinales facilitan la salida del aceite de la zona cargada.

Un papel útil desempeñan las *ranuras para repartir el aceite*, dispuestas en la zona no cargada, directamente en el agujero suministrador de aceite.

Las ranuras semianulares (fig. 383, *a*) sirven para repartir el aceite por el círculo del cojinete. Las ranuras longitudinales (vista *b*)

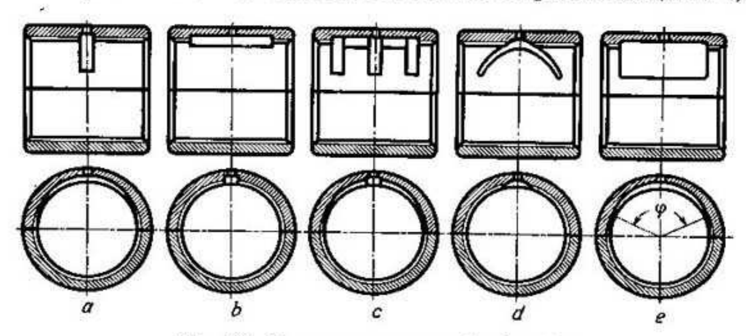


Fig. 383. Ranuras para repartir el aceite

se aplican en los cojinetes largos para asegurar el suministro del aceite a lo largo del eje del cojinete; al mismo tiempo éstas aumentan algo la salida del aceite de los extremos del cojinete. Por las ranuras mixtas (vista *c*) y espirales (vista *d*) se distribuye el aceite en sentido circular y axial.

En los cojinetes que soportan una carga de dirección constante a grandes velocidades de rotación, a las ranuras se les da una anchura considerable (vista *e*). A veces, éstas se hacen pasantes con el fin de aumentar la circulación del aceite e intensificar la extracción de calor del cojinete.

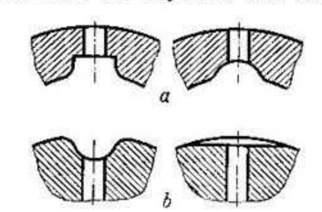


Fig. 384. Ranuras lubricantes en los cojinetes (*a*) y en los árboles (*b*)

Al mismo tiempo estos rebajos disminuyen el rozamiento y el desprendimiento de calor en el cojinete (aproximadamente en la relación $\frac{\varphi^\circ}{360^\circ}$, donde φ es el ángulo central del rebajo).

Los bordes de las ranuras distribuidoras de aceite y de refrigeración deben ser redondeados suavemente (fig. 384, *a*, *b*).

No es difícil hacer ranuras lubricantes en los casquillos abiertos. Es más complejo hacer ranuras, particularmente en espiral, en los casquillos enterizos. Aquí, conviene emplear ranuras semianulares y longitudinales más sencillas. En los casquillos de poco diámetro (menor de 20 mm), habitualmente no se hacen ranuras.

En los cojinetes con carga de dirección variable con agujero conductor de aceite en el árbol, las ranuras distribuidoras de aceite, a veces, se ejecutan en el árbol en forma de rebajos longitudinales, helicoidales y cruzados. Esto es necesario hacerlo con mucha precaución, ya que semejantes ranuras disminuyen la resistencia a la fatiga del árbol. Hay que evitar los ángulos entrantes agudos, atribuir a las ranuras contornos suaves o sustituirlas por rebajos planos no profundos (fig. 384, *b*, a la derecha), que debilitan algo menos el árbol.

9.21 Circulación corriente del aceite

En los cojinetes de rozamiento líquido con lubricación forzada es necesario garantizar la salida libre del aceite de los extremos.

En la figura 385, *a* se muestra la colocación del árbol en un cojinete extremal con casquete; el aceite se suministra a través del

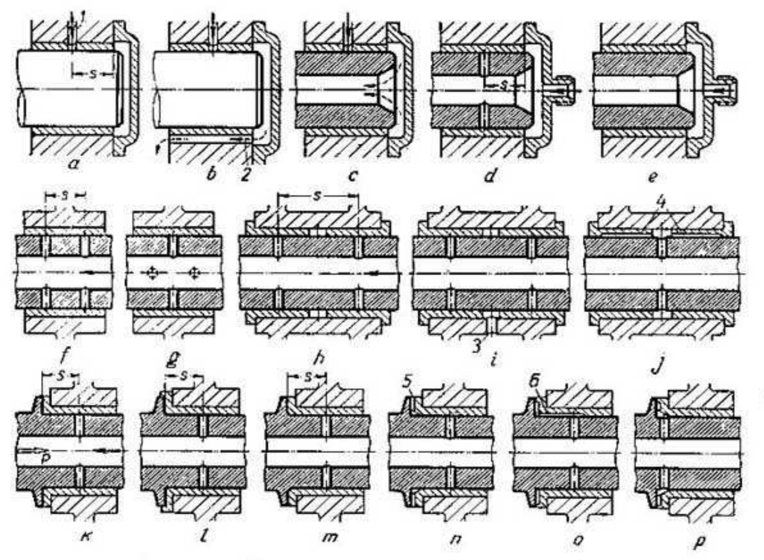


Fig. 385. Cómo garantizar la circulación del aceite

agujero *1* en el cuerpo. Del extremo izquierdo del cojinete el aceite sale libremente, en el lado derecho se forma una cavidad ciega. En el sector *s* una zona estancada, donde el aceite se recalienta.

En las construcciones correctas se prevé el vaciado del aceite usado: por la ranura *2* en el cuerpo (vista *b*) o por el agujero central en el árbol (vista *c*).

En la construcción *d* el aceite se ha introducido por el extremo del árbol a la cavidad interior del árbol, de donde, por los agujeros radiales, pasa al conjinete. Ya que la presión del aceite que circula en el cojinete en el lugar de disposición de los agujeros radiales, es aproximadamente la misma que en el extremo derecho del cojinete, no hay circulación de aceite en el sector *s*.

Se puede corregir el error, eliminando los agujeros radiales (vista *e*), lo que garantiza la circulación corriente del aceite a través del cojinete.

Conviene evitar el suministro de aceite por los agujeros contiguos (vista *f*), entre los cuales se forma una zona estancada *s*. Una salida correcta se garantiza si se suministra el aceite por los agujeros situados aproximadamente por eje de simetría del cojinete (vista *g*). Si es necesario un suministro intensificado, entonces el aceite se introduce a través de agujeros (mostrados con trazos) situados en orden escaqueado.

En la figura 385, *h* se muestra un sistema erróneo de suministro de aceite al conjunto de colocación del árbol sobre dos cojinetes contiguos. El aceite se hace llegar a los cojinetes desde el agujero central del árbol a través de los agujeros radiales. En los sectores *s* se forman zonas estancadas.

Puede asegurarse la circulación correcta del aceite, introduciendo el agujero de descarga *3* en la cavidad entre los cojinetes (vista *i*) o haciendo pasar el aceite a la cavidad *4* entre los cojinetes (vista *j*).

En la construcción del cojinete con espaldón para recibir la fuerza axial unilateral *P* (vista *k*), la salida del aceite por el lado del espaldón está cerrada por el ribete de tope del árbol. En el sector *s* se forma una zona de estancación; el aceite se suministra al ribete de tope en cantidad insuficiente. En la construcción *l* el error es doble porque el diámetro del espaldón del cojinete sobrepasa el diámetro del ribete del árbol; al desgastarse el ribete se interna en el espaldón, lo que obstaculiza aún más la salida del aceite. No es deseable hacer la conjugación con redondeo de las superficies extremas con las cilíndricas (vista *m*). Debido a las inexactitudes de fabricación el redondeo del árbol, al aproximarse al redondeo del cojinete puede cerrar el acceso del aceite a las superficies de tope.

Para garantizar una circulación correcta del aceite, conviene prevenir en la superficie de tope del cojinete las ranuras radiales *5* para la salida del aceite (vista *n*). En la construcción *m* las ranuras se comunican con los agujeros conductores de aceite por los canales longitudinales *6*, situados en la zona no cargada del cojinete (vista *o*); para evitar el rápido lanzamiento del aceite al exterior, las ranuras radiales se han hecho no pasantes. En la construcción *p* el aceite se suministra al espacio anular formado por un bisel en la brida del cojinete, de donde llega a la superficie de rozamiento extrema y cilíndrica-

9.22 Lubricación en los períodos de arranque

El mayor desgaste y los deterioros más frecuentes de las superficies de trabajo de los cojinetes tienen lugar en el arranque, cuando los cojinetes trabajan en condiciones de rozamiento semiseco o semilíquido.

El suministro de aceite por la conducción principal de lubricante en los períodos de arranque se hace dificultoso debido al espesamiento del aceite. Además, en el arranque, el aceite entra en los puntos de lubricación con retardo, a través de un intervalo de tiempo indispensabl para llenar los canales de aceite. Para acelerar el suministro de aceite a los puntos de lubricación es conveniente disminuir el volumen de las cavidades de la conducción principal de aceite (por ejemplo, de los agujeros en los árboles) con ayuda de desalojadores, que representan vástagos hechos de aleaciones ligeras o tubos de paredes delgadas ciegos *1* (fig. 386). El aceite llega por el espacio anular estrechado entre el desalojador y las paredes del árbol.

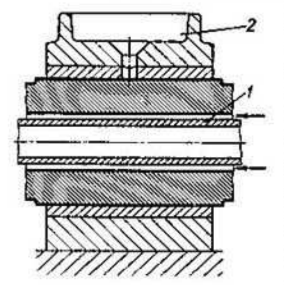


Fig. 386. Suministro de aceite en los períodos de puesta en marcha

En los cojinetes situados en las cavidades contenedoras de aceite se ubican unas bandejas colectoras de aceite *2* que alimentan el cojinete en los períodos de arranque con el aceite de barbotaje acumulado en ellas.

En las construcciones de importancia se aplica el sistema de alimentación autónoma de los cojinetes en el período de arranque, desde una bomba accionada por motor eléctrico.

9.23 Eliminación de las cargas de borde

La capacidad de trabajo de los cojinetes depende de la uniformidad del reparto de la carga a lo largo del eje del cojinete y de la disposición de la superficie portante respecto a las fuerzas efectivas.

En la figura 387, *a* se muestra una disposición errónea del cojinete del piñón intermedio loco. La fuerza está aplicada al cojinete excéntricamente. En los bordes del cojinete (particularmente en el borde próximo al plano de acción de la fuerza) surgen altas cargas específicas. Además, el árbol no es rígido; la construcción en total no tiene capacidad de trabajo.

En la construcción *b* con cojinete alargado la carga se recibe preferentemente por el sector del cojinete que está situado en el plano de acción de la fuerza; la parte restante del cojinete trabaja poco.

Es mejor disponer el cojinete centralmente con relación al plano de acción de la fuerza. En la construcción *c* el cojinete es excesivamente corto; la poca superficie portante y la pequeña relación de l/d disminuyen su capacidad de trabajo.

En la construcción *d* la capacidad portante se ha aumentado alargando el apoyo. Aquí, lo irracional es la división del cojinete en dos casquillos con pequeña relación de l/d. El cojinete entero

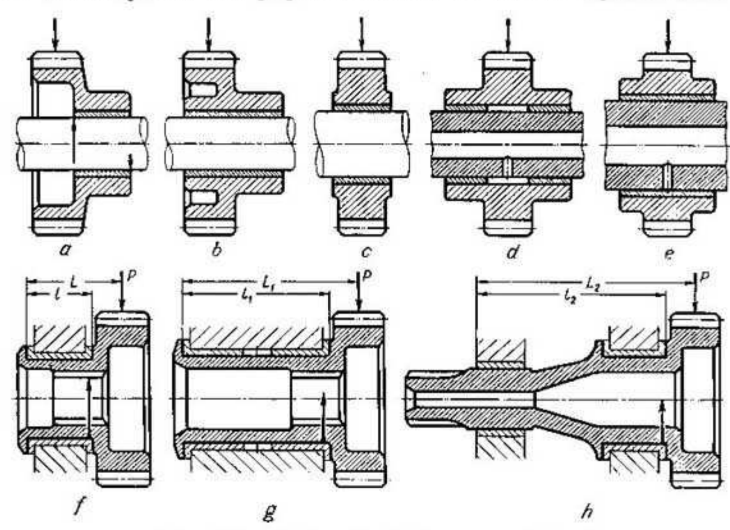


Fig. 387. Disminución de las cargas de borde

(vista *e*) con diámetro desarrollado hasta el máximo admisible por la construcción del piñón, es el que más alta capacidad portante posee, con dimensiones axiales mínimas.

La instalación del piñón de consola en el cojinete en el cuerpo (vista *f*) es errónea: este cojinete es excesivamente corto; las presiones de borde son altas.

La fuerza que actúa en el borde próximo al piñón es aproximadamente igual a PL/l.

La exactitud de la fijación radial del piñón es baja; bajo la acción de la carga el eje del piñón se desplaza a un ángulo α, cuya tangente es Δ/l, donde Δ es la holgura diametral en el cojinete. Con el desgaste de los bordes aumenta aún más el torcimiento.

En la construcción *g* el error se ha corregido extendiendo los apoyos. La fuerza en el borde próximo al piñón, en este caso, es menor $\left(\backsim P\frac{L_1}{l_1}\right)$; la tangente del ángulo de torcimiento es $\operatorname{tg}\alpha = \Delta/l_1$. El defecto de esta construcción resi-

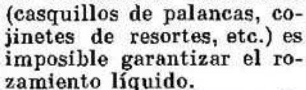
de en la carga irregular de los cojinetes: el cojinete extremo (respecto del piñón) está cargado menos que el próximo al piñón.

En la construcción racional *h* la carga específica sobre los cojinetes es aproximadamente la misma. Las presiones de borde se han disminuido distanciando los apoyos. La tangente del ángulo de torcimiento es igual a $\frac{\Delta + \Delta_1}{2l_2}$, donde Δ es la holgura en el cojinete anterior, Δ_1, en el posterior.

Para las dimensiones indicadas en la figura, las fuerzas de borde en las construcciones *f*, *g*, *h* se hallan en la correlación 1 : 0,75 : 0,7, las tangentes del ángulo de torcimiento del piñón son respectivamente 1 : 0,45 : 0,25.

9.24 Cojinetes de rozamiento semilíquido y semiseco

La organización del engrase por circulación, que garantice el rozamiento líquido no siempre es posible por las condiciones constructivas y, no siempre se justifica económicamente. Para los cojinetes de los accionamientos auxiliares, que soportan pequeñas cargas a velocidades moderadas de rotación, es suficiente la lubricación periódica. En los cojinetes, en los cuales actúan grandes cargas a pequeñas velocidades de rotación o en el caso de movimiento oscilatorio



(casquillos de palancas, cojinetes de resortes, etc.) es imposible garantizar el rozamiento líquido.

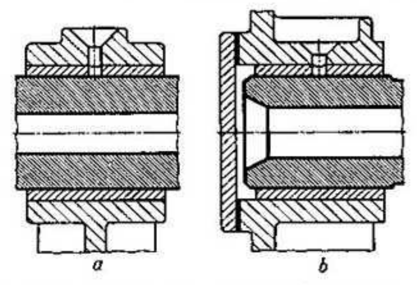


Fig. 388. Suministro de aceite a los cojinetes de rozamiento semilíquido

Con la elección correcta del material, de los parámetros constructivos y del lubricante, los cojinetes de rozamiento semilíquido trabajan con suficiente fiabilidad.

Los cojinetes de rozamiento semilíquido, dispuéstos en cavidades que contienen aceite, se lubrican con frecuencia con el aceite de barbotaje a través de los agujeros en el cuerpo del cojinete (fig. 388, *a*). Para colectar el aceite de barbotaje se ubican bandejas unidas por un agujero con la holgura de aceite del cojinete (vista *b*).

Los cojinetes sacados al exterior se engrasan periódicamente con lubricante líquido o consistente, a través de un engrasador. A veces, basta con colocar grasa consistente en el espacio cerca del cojinete (engrase *por empaque*). En los sitios de difícil acceso se aplican cojinetes porosos autolubricantes, y a pequeñas cargas se colocan cojinetes de plástico (preferentemente de poliamida).

El coeficiente de rozamiento en los cojinetes con suministro periódico de lubricante oscila según sean las condiciones de engrase

y el régimen de trabajo, desde los valores correspondientes al rozamiento líquido, hasta las magnitudes correspondientes al rozamiento semiseco.

Los valores aproximados de los coeficientes f del rozamiento semiseco para algunos materiales para cojinetes (a una lubricación con aceite líquido) son:

Metales babbitt al estaño	0,01—0,02
Metales babbitt al plomo	0,015—0,025
Bronce de plomo	0,02—0,03
Aleaciones a base de aluminio	0,03—0,04
Bronce Br.AZh	0,04—0,05
Fundición antifricción	0,05—0,08

El cálculo de los cojinetes de rozamiento semilíquido se compleja por la indeterminación de la magnitud del coeficiente de rozamiento y las condiciones de extracción de calor. Para aumentar la capacidad portante y la fiabilidad de trabajo de los cojinetes de rozamiento semilíquido se recomienda:

disminuir la presión específica k aumentando el diámetro (pero nó la longitud) del cojinete. No se debe emplear la relación $l/d > > 1,2$;

garantizar abundante suministro de aceite lubricante con elevadas viscosidad y oleosidad, y alta adsorción a las superficies metálicas; es conveniente introducir aditivos antiatoramiento;

a pequeñas cargas y a velocidades circunferenciales relativamente altas, emplear cojinetes con revestimiento de babbitt, a elevadas cargas, con revestimiento de bronce de plomo, en caso de grandes cargas y pequeñas velocidades de rotación, emplear cojinetes de bronce.

La dureza de los árboles debe ser no menor de *HRC* 50. La superficie del árbol debe mecanizarse con la máxima pureza aceptable desde el punto de vista económico. Es mejor someter la superficie del árbol a sulfonación o a recubrimiento con silicio.

Las holguras en los cojinetes de rozamiento semilíquido se hacen menores que en los cojinetes de rozamiento líquido ($\psi = 0,0005 \div \div 0,001$). Si se garantiza un suministro abundante de aceite, la holgura se aumenta hasta los valores ordinarios de $\psi = 0,001 \div 0,002$.

En muchos casos resulta conveniente la aplicación de casquillos flotantes.

Los canales de lubricación pueden disponerse tanto en la zona no cargada como en la cargada.

Por cuanto en estos cojinetes se carece de la película forzada de aceite con zonas, inherentes a ésta, de alta y baja presión, los canales debilitan insignificantemente la capacidad portante del cojinete, a medida que se disminuye el área de la superficie portante, desempeñando a la vez el papel útil de recipientes acumuladores que alimentan al cojinete con lubricante, en los intervalos de interrupción del suministro de aceite.

En la figura 389 se muestran las formas típicas de canales lubricantes.

Los canales pasantes (vistas *f*, *h*, *j*) se emplean para aumentar la extracción de calor (si se ha garantizado el suministro de lubricante con abundancia). En los cojinetes con suministro limitado de aceite, los canales se hacen sin salida (vistas *a*—*d*, *g*). En los cojinetes que se lubrican con grasa consistente, al lado de los extre-

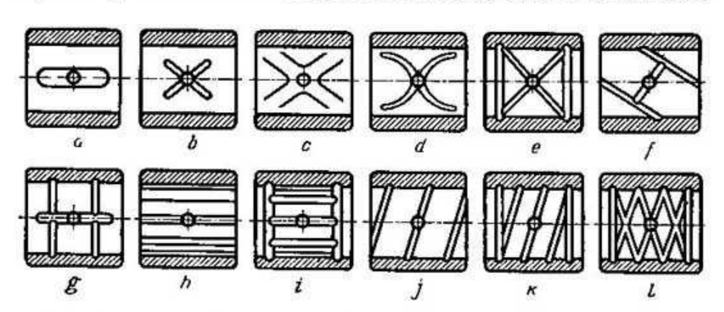


Fig. 389. Ranuras de lubricación en los cojinetes de rozamiento semilíquido

mos se hacen unos canales anulares de barrera, llamados *ranuras de grasa* (vistas *e*, *i*, *k*, *l*).

Los cojinetes con canales longitudinales dispuestos a corto intervalo (vistas *h*, *i*) se emplean, cuando el movimiento oscilatorio es de pequeña amplitud.

9.25 Propiedades antifricción de los materiales

Para que el cojinete trabaje correctamente en la zona de rozamiento líquido y semilíquido tienen importancia las siguientes propiedades del material del árbol y del cojinete.

Resistencia mecánica. Las cargas máximas que puede soportar el cojinete se determinan por la resistencia a la compresión del metal del mismo a la temperatura de trabajo. En el metal para cojinetes más blando (babbitt) la carga en el cojinete se determina en considerable medida por el límite de su fatiga a una temperatura elevada. Una carga excesiva, particularmente si el casquillo o el cuerpo del cojinete tienen insuficiente rigidez, provoca grietas de fatiga que a fin de cuentas exfolia y fragmenta el revestimiento.

Humectabilidad con aceite. En algunos materiales el aceite lubricante forma películas de adsorción resistentes que se mantienen en la superficie del metal, incluso en el caso de insuficiente suministro de aceite y previenen el inicio del rozamiento seco. El metal babbitt se humedece bien con aceite, el bronce algo peor y el latón aún peor; el teflón no se humedece en absoluto. La introducción de activantes en el aceite (ácidos oleico y palmítico) eleva la adsorción.

Coeficiente de rozamiento semiseco. La magnitud del coeficiente de rozamiento semiseco determina en sumo grado el desprendimiento de calor en el rozamiento semiseco y semilíquido y, por consiguiente, también la capacidad de trabajo en las condiciones de insuficiencia de lubricación. El coeficiente de

rozamiento más bajo es el del acero por los metales babbitt al estaño, es considerablemente mayor por el bronce de plomo y por las aleaciones a base de aluminio. La adición al aceite de engrase de grafito coloidal, disulfuro de molibdeno y azufre reduce el coeficiente de rozamiento semiseco.

Conductibilidad térmica. Cuanto mayor es la conductibilidad térmica del material, tanto mejor se extrae el calor que se forma en la capa de aceite. Por eso, los cojinetes fabricados de materiales de baja conductibilidad térmica (por ejemplo, de plásticos) poseen, como regla general, menor capacidad portante que los cojinetes de metales conductores térmicos.

Tiene particularmente gran importancia la conductibilidad térmica en el caso de la elevación local de la temperatura de corta duración que tiene lugar como resultado del surgimiento de focos de rozamiento semilíquido o semiseco. Los materiales conductores del calor derivan con mayor rapidez el calor, lo que da la posibilidad, en muchos casos, de evitar averías en el cojinete.

Capacidad de ajustamiento durante la explotación. El ajustamiento durante la explotación consiste en el alisamiento de las microirregularidades y los sectores salientes de la superficie del cojinete, formados como resultado de la fabricación y montaje inexactos.

En los cojinetes de materiales blandos (babbitts, en parte de bronce de plomo) el papel fundamental lo desempeña la deformación plástica del material bajo la acción de las elevadas presiones y temperaturas que surgen en los sectores salientes. En estos cojinetes el ajustamiento no sólo alisa las microirregularidades sino también las macroirregularidades (ondulación y otras desviaciones de la forma cilíndrica correcta), así como provoca el asentamiento del material en los sectores de elevadas presiones locales (por ejemplo, de las presiones de borde, condicionadas por las deformaciones elásticas del árbol).

En los cojinetes de materiales duros (bronces, fundiciones) casi no se experimenta deformación plástica. El ajustamiento se reduce a los procesos de corte y desmigajamiento de las microcrestas. En estos cojinetes el ajustamiento no elimina las macroirregularidades.

Propiedades antiatoramiento. Los metales semejantes por la red cristalina atómica y por las propiedades físico-químicas, en condiciones de rozamiento semiseco se sueldan. El proceso se inicia con el transporte (arrastre) de las partículas de un metal a otro. Las partículas adheridas provocan el arrastre de nuevas partículas, hasta que la superficie se hace tan irregular que el cojinete queda *agarrotado*. Con frecuencia este fenómeno se observa en el caso de rozamiento de un árbol no tratado térmicamente por una pieza de bronce. La superficie del árbol después del recalentamiento y agarrotamiento suele quedar cubierta de una capa continua de bronce.

Las aleaciones a base de cobre-estaño, de cobre-aluminio, de estaño-antimonio polifásicas para cojinetes con componentes estructurales duros y con matriz plástica resisten bien el agarrotamiento. Las propiedades antiatoramiento de los aceros mejoran con la presencia de componentes no metálicos en su estructura (nitruros, sulfuros, siliciuros).

La introducción en el aceite de aditivos antiatoramiento (líquidos silicónicos, trifenilfosfato) es favorable.

Resistencia al desgaste. Cuánto más dura sea la superficie del material del árbol, tanto mayor será su resistencia al desgaste. La escala de dureza de Brinell caracteriza de modo más preciso la resistencia al desgaste.

La sulfonación y el recubrimiento con silicio (saturación de la capa superficial del árbol respectivamente con azufre y silicio) aumentan bruscamente la resistencia al desgaste. Pese a que la dureza de la superficie, en este caso, no aumenta como ocurre con otros tipos de tratamiento químico-térmico, la resistencia al desgaste de los árboles sulfonados y recubiertos con silicio aumenta de 10 a 20 veces. Al mismo tiempo disminuye la tendencia al atoramiento y agarrotamiento.

En los materiales para cojinetes no se observa una dependencia directa entre la dureza y la resistencia al desgaste. Los babbitts ricos en estaño, los plásticos y la goma, pese a su blandura se distinguen por su alta resistencia a la abrasión.

Resistencia a la corrosión. Los materiales para cojinetes deben ser resistentes a los ácidos que aparecen en el aceite, después de un trabajo duradero a elevada temperatura. Los materiales más propensos a la corrosión son el Pb, el Zn y el Cd.

La saturación difusiva de la capa superficial del material para cojinetes con indio protege bien contra la corrosión.

Neutralidad química. El material para cojinetes debe ser químicamente neutro con relación al aceite. La mayoría de los metales antifricción satisfacen esta condición, a excepción de los Pb y Cu que a altas temperaturas aceleran catalíticamente la oxidación del aceite.

En presencia de estos metales, en la aleación para cojinetes es conveniente introducir en el aceite aditivos antioxidantes (compuestos organometálicos S, P, N).

Maquinabilidad. La lisura de las superficies de rozamiento depende en cierto grado de la maquinabilidad de los materiales. Algunos materiales para cojinetes (por ejemplo, bronces duros, plásticos termoplásticos) se someten mal al mecanizado fino con herramienta de corte. Se mecanizan bien los babbitts, los bronces plásticos y las aleaciones a base de aluminio.

Los árboles de acero, como regla general, se mecanizan tanto mejor, cuanto más dura es su superficie.

9.26 Materiales para cojinetes

Se distinguen las aleaciones para cojinetes plásticas ($HB < 50$), blandas (HB 50—100) y duras ($HB > 100$).

A las aleaciones plásticas pertenecen los babbitts, bronces de plomo, aleaciones a base de aluminio plásticas, plata; a las aleaciones blandas pertenecen los bronces blandos (de estaño, de estaño y plomo, de estaño, plomo y cinc) y las aleaciones a base de aluminio; a las aleaciones duras, los bronces duros (de aluminio e hierro) y las fundiciones.

Para los cojinetes de altas revoluciones y altamente cargados calculados para trabajar en la zona de rozamiento líquido, se emplean casi siempre las aleaciones plásticas en forma de capas delgadas aplicadas en los casquillos y manguitos de acero (raramente de bronce).

Las aleaciones blandas y duras se aplican para fabricar cojinetes de rozamiento semilíquido y mixto que trabajan a velocidades moderadas.

9.26.1 Babbitts

Se llaman *babbitts* a las aleaciones de metales blandos (Sn, Pb, Cd, Sb, Zn) que se caracterizan por la presencia de componentes estructurales duros en la matriz plástica.

Los babbitts se distinguen por su bajo coeficiente de rozamiento semiseco, por su plasticidad (ductilidad), por la buena capacidad de ajustamiento en la explotación y resistencia al desgaste.

La plasticidad garantiza el reparto uniforme de la carga por la superficie portante; resulta relativamente sin peligro la penetración en el cojinete de partículas duras diminutas (polvo metálico, productos duros de la oxidación del aceite) que se prensan en el babbitt y se neutralizan.

El defecto de los babbitts reside en la baja resistencia a la fatiga, particularmente a temperaturas elevadas.

Los babbitts pueden trabajar en par con árboles de acero mejorados y normalizados (*HRC* 25—35). No obstante, para aumentar la fiabilidad y longevidad del cojinete es mejor someter los árboles al temple con revenido a baja temperatura (*HRC* 50-55).

Los babbitts ricos en estaño son los que poseen más altas cualidades antifricción. Estos metales son aleaciones de estaño con antimonio y con pequeños aditivos de cobre (introducido para prevenir la licuación); la estructura del babbitt se compone de cristalitas duras de SnSb impregnadas en la eutéctica plástica.

Las marcas principales de los babbitts ricos en estaño son B89, B83 (las cifras indican el contenido de estaño en %).

Su conductibilidad térmica es de 25—35 cal/m·h·°C, el coeficiente de dilatación lineal es $(22 \div 24)10^{-6}$. El módulo de elasticidad normal es $E = 5000 \div 6000$ kgf/mm². El peso específico es 7,3 gf/cm³. La dureza a 20° C es *HB* 20—30, el límite de fluencia a la compresión es 4—6 kgf/mm². A 100—120° C la dureza y el límite de fluencia disminuyen aproximadamente el doble.

La temperatura de fusión de los babbitts al estaño es: inicio 240—250° C y finalización 400—420° C.

Los casquillos calentados de antemano hasta 250° C se revisten con babbitt a 450—480° C.

El revestimiento que da mejores resultados es el centrífugo. Se aplica también el revestimiento en coquilla y a presión.

El espesor de la capa de revestimiento en los cojinetes de construcción ordinaria es de 1—3 mm. La resistencia mecánica cíclica del revestimiento de babbitt aumenta con la disminución del espesor de la capa de recubrimiento, así como con el aumento de la rigidez del sistema casquillo—lecho. El espesor del revestimiento se hace últimamente hasta 0,25—0,4 mm. Aún mejores resultados da la aplicación electrolítica de la capa de babbitt de 10—20 μ de espesor sobre un soporte de bronce poroso.

La reducción de la resistencia mecánica del revestimiento de babbitt se previene refrigerando intensamente con aceite los cojinetes. Todo esto permite elevar las cargas específicas en los cojinetes con revestimiento de babbitt hasta 100—150 kgf/cm².

Con el fin de economizar el escaso estaño se han elaborado e introducido en la industria *babbitts pobres en estaño* que son sucedáneos de más o menos pleno valor de los babbitts ricos en estaño.

Los babbitts al plomo-estaño B16, B6, BH, BT contienen 60—75% de plomo, 5—20% de Sn, un 10—20% de Sb con una pequeña adición de Cu, Cd, Ni, Fe. Como inoculante se introduce de 0,5 a 1% de As.

Las cualidades antifricción de los babbitts al plomo en condiciones de rozamiento semilíquido son inferiores a los ricos en estaño. Su conductibilidad térmica es de 10 a 20 cal/m·h· °C. El peso específico es de 9,5 a 10 gf/cm³. La dureza y las propiedades mecánicas son aproximadamente las mismas que las de los babbitts al estaño. En cambio su resistencia a la corrosión es considerablemente inferior.

En las condiciones de rozamiento puramente líquido la diferencia entre los babbitts al plomo y al estaño es poco perceptible.

Los babbitts sin estaño BK1, BK2 se componen casi totalmente de plomo con aditivos de ~ 1% de Ca y Na. Las propiedades antifricción y la resistencia a la corrosión de los babbitts al plomo mejoran si se les añaden pequeñas cantidades de Sr, Ba, Zi y Te.

En la tabla 34 se insertan la composición y las propiedades de los babbitts al estaño y al plomo.

Los babbitts al cadmio contienen de 90 a 97% de Cd con adiciones insignificantes de Cu, Ni, Ag y otros metales que forman componentes estructurales. duros en la matriz cádmica dúctil. La dureza de los babbitts al cadmio es de *HB* 30—40, el coeficiente de dilatación lineal, ~ $30 \cdot 10^{-6}$, la conductibilidad térmica, 70—80 cal/m·h· °C.

Sus cualidades antifricción son elevadas. El defecto de los babbitts al cadmio reside en su baja resistencia a la corrosión.

En los casquillos de paredes delgadas bimetálicos se aplican *aleaciones a base de aluminio y estaño* con un contenido de hasta 20% de Sn. Las aleaciones más difundidas son las de tipo A020 (20% de Sn; 1% de Cu; el resto Al) y la aleación de 6% de Sn; 1% de Cu; 0,5—1% de Ni; 1—1,5% de Si (lo demás Al). La dureza de las aleaciones a base de aluminio es *HB* 35—45; la conductibilidad térmica, 150—200 cal/m·h·°C; el coeficiente de dilatación lineal. $(20 \div 22)10^{-6}$; el peso específico, 2,7 gf/cm³.

Las aleaciones a base de aluminio poseen una elevada resistencia mecánica cíclica y pueden trabajar a cargas específicas de hasta 500 kgf/cm². Son propensos al arrastre en el árbol. Es necesario una intensiva circulación del aceite y el empleo de árboles de elevada dureza ($HRC > 40$).

Para los cojinetes de poca importancia se emplean aleaciones a base de *zinc-aluminio* baratas, del tipo TsAM 10—5 (10% de Al, 5% de Cu, el resto de Zn) y TsAM 9—1,5 (9% de Al; 1,5 de Cu). Su dureza es *HB* 60—80; el coeficiente de dilatación lineal, $(30 \div \div 32)10^{-6}$; el peso específico, 6,2 gf/cm³. Las calidades antifricción de las aleaciones a base de zinc-aluminio son regulares. Es necesario usar árboles con dureza $HRC > 50$. Las aleaciones a base de cinc ricas en aluminio no normalizadas poseen las mejores calidades (30—40% de Al; 5—10% de Cu); su dureza es *HB* $50 \div 60$.

Babbitts

Marca	Composición en %						*HB*	Peso específico en gf/cm³	Resistencia en kgf/mm²		Alargamiento relativo en %
	Sn	Sb	Cu	Pb	Ca	otros elementos			a la tracción	a la compresión	
Al estaño											
B89	88—90	7—8	2,5—3,5	<0,3	—	—	24	7,3	8	11	10
B83	82—84	10—12	5,5—6,5	<0,3	—	—	30		9	11,5	6
Al plomo-estaño											
B16	15—17	15—17	1,5—2	64—68	—	—	30		8	12	0,2
B6	5—6	14—16	2,5—3	72—75	1,8—2	0,5—1As	32	9,5	7	10	0,2
BN	9—11	13—15	1,5—2	70—75	1,2—1,7	0,5—1As 0,8—1Ni	30		7	13	1,7
BT	9—11	14—16	0,7—1	72—75	—	0,1—0,2Te	20		6	13	1,8
Al plomo											
BK1	—	—	—	99—98,5	0,9—1,2	0,6—0,9Na	30				
B52	1,5—2,5	—	0,15	96—98	0,3—0,5	0,6—0,9Na	—	10,5	8—10	12—15	2,5—3
BKA	—	—	—	98—99	0,9—1,2	0,6—0,9Na	30				
						0,1—0,2Al	—				

9.26.2 Bronces de plomo

Estos bronces son aleaciones a base de Cu (40—70%) y Pb (60—30%) con adición de pequeñas cantidades de Sn, Zn, Ni, Ag. En la URSS los más difundidos son los bronces Br. S-30 (30% de Pb, el resto de Cu) y Br. OS 5—25 (5% de Sn; 25% de Pb, lo demás Cu). Se emplea también el bronce de níquel rico en plomo Br. SN 60-2,5 (60% de Pb; 2,5% de Ni).

El plomo es prácticamente indisoluble en el cobre y en las aleaciones existe en forma de inclusiones redondas, repartidas más o menos uniformemente en la matriz de cobre.

Los bronces de plomo son más resistentes y duros que los babbitts (*HB* 40—70). A diferencia de los babbits su dureza y resistencia mecánica quedan prácticamente permanentes hasta 200 °C. Su conductibilidad térmica es de 100—110 cal/m·h·°C.

El defecto de los bronces de plomo es su baja resistencia a la corrosión (debido a la presencia de plomo libre). Además, el plomo provoca la oxidación acelerada del aceite en la explotación.

La capacidad de ajustamiento en la explotación y las propiedades antifricción del bronce de plomo son peores que las de los babbitts. Los cojinetes con revestimiento de bronce de plomo requieren un mecanizado particularmente acabado de las superficies de rozamiento, la exclusión de torcimientos, el aumento de la rigidez del sistema árbol—cojinete, la intensificación de la circulación del aceite y el filtrado minucioso de éste, así como la elevación de la dureza superficial del árbol ($HRC > 50$). Las holguras en los cojinetes con revestimiento de bronce de plomo se hacen por término medio un 30—50% mayores que en los cojinetes con revestimiento de babbitt. Debe emplearse aceite con número acídico bajo (<1 mg KOH/g) e introducir en el aceite aditivos antioxidantes.

Las superficies de trabajo de los cojinetes con revestimiento de bronce de plomo se mecanizan por mandrinado fino con cuchillas de diamante o de aleaciones duras con pequeños avances y altas velocidades de corte (600—800 m/min).

El bronce de plomo se reviste en los casquillos de aceros pobres en carbono con una capa de 0,5—0,8 mm de espesor a 1050° C en moldes de grafito.

Para evitar la licuación y obtener una distribución uniforme y de fina dispersión del plomo en la aleación, los casquillos inmediatamente después del recubrimiento se someten a un intenso enfriamiento con agua pulverizada con aire comprimido.

Se han elaborado composiciones mejoradas de bronces de plomo con un 30% de Pb con aditivos de Ni (hasta 5%) de Sn (hasta 25%) y de insignificantes cantidades de S y Ca. El aditivo de Ni aumenta la resistencia a la corrosión, S y Ca se añaden para prevenir la licuación del plomo.

Junto con los bronces ricos en plomo, para revestir cojinetes se aplican bronces dúctiles de (*HB* 60—80) con contenido de plomo de 5 a 7%; 5% de fósforo y 5% de zinc.

9.26.3 Plata

Para los apoyos intensamente cargados de las máquinas fabricadas en pequeñas series se aplican cojinetes con superficie de rozamiento de plata (con adición de pequeñas cantidades de Sn y Pb).

Los recubrimientos de plata se distinguen por su plasticidad, blandura (en estado recocido *HB* 25—35), buenas calidades antifricción y elevada resistencia a la fatiga.

La conductibilidad térmica de los recubrimientos de plata es alta (300—350 cal/m·h·°C). El coeficiente de dilatación lineal es de $18 \cdot 10^{-6}$. El módulo de elasticidad es $E = 8200$ kgf/mm². La temperatura de fusión es de 960 °C.

La plata se sobrepone en la superficie del casquillo en una capa de 0,1—0,3 mm o se aplica electrolíticamente sobre un soporte poroso de bronce o de cobre-níquel con una capa de 20—50μ de espesor.

En algunos casos, para mejorar la adherencia con el casquillo la plata se vierte en una matriz de acero de celdas finas. Los sectores de la matriz de acero que salen a la superficie aumeıta la capacidad portante del cojinete.

Con el fin de mejorar el ajustamiento en la explotación, en la superficie del recubrimiento de plata se aplica una capa de plomo o de aleación a base de plomo-antimonio de 10—30μ de espesor que, para prevenir la corrosión, se recubre con una capa de indio de algunos micrones de espesor.

Deben emplearse árboles de elevada dureza ($HRC > 50$).

9.26.4 Recubrimientos de capas múltiples

En el recubrimiento de capas múltiples la capa fina de babbitt al estaño se aplica sobre un soporte de aleación antifricción de 0,2—0,5 mm de espesor. Permitiendo hacer uso de las calidades valiosas de los babbitts al estaño, este procedimiento reduce bruscamente el consumo de estaño y al mismo tiempo aumenta la resistencia mecánica cíclica y la resistencia del revestimiento a las cargas de impacto.

Como soportes se emplean bronces de plomo, aleaciones a base de aluminio y bronces. Los soportes porosos hechos de aleaciones sinterizadas Cu—Al y Cu—Ni (60% de Cu, 40% de Ni) que garantizan una adherencia sólida entre el babbitt y el casquillo son los que dan mejores resultados.

Se utilizan dos procedimientos para aplicar el babbitt. En el recubrimiento, el babbitt se aplica formando una capa de 0,3—0,4 mm. Después del mecanizado en fino el espesor de la capa de babbitt es de 0,15—0,2 mm.

Reúne myores requerimientos de ingeniería la electrodeposición del babbitt en una capa de 15—20μ de espesor. En este caso, no es necesario hacer el maquinado en fino. Con este procedimiento hay

29—977

que usar obligatoriamente un soporte poroso que, una vez impregnado de babbitt, forma una subcapa antifricción que garantiza el trabajo correcto del cojinete al desgastarse local o totalmente la capa superficial de babbitt.

A veces, como capa superficial se aplican babbitts al plomo. Para prevenir la corrosión en éstas se aplica electrolíticamente una capa de In de algunos micrones de espesor que, luego, se somete a difusión mediante el calentamiento a 150° C en el curso de 2—3 h.

Es de perspectiva el recubrimiento de las superficies de rozamiento con películas metalopoliméricas micrónicas compuestas de laca de resina gliptálica o de resinas epoxídicas con adición de un 2—3% de hierro coloidal (organosoles de hierro).

La aplicación de películas disminuye el coeficiente de rozamiento, mejora el ajustamiento en la explotación y eleva la resistencia al desgaste de los cojinetes.

El efecto positivo de las películas metalopoliméricas, al parecer, se debe a la propiedad de las partículas coloidales altamente dispersivas del hierro de atribuir a las moléculas del aceite orientación y con ello aumentar la solidez de las capas marginales del aceite. Al mismo tiempo se observa un determinado efecto mecánico: «enmasillado» de las cavidades de las microirregularidades que va acompañado de la disminución de la fuga del aceite a través de las microirregularidades y, por consiguiente, del aumento de la capacidad portante de la capa de aceite hidrodinámica.

9.26.5 Bronces

Los bronces se emplean para fabricar cojinetes que trabajan en zonas preferentemente de rozamiento semilíquido a pequeñas velocidades circunferenciales (cojinetes de accionamientos auxiliares). Gracias a su elevada dureza, éstos soportan grandes cargas específicas.

Los bronces más difundidos son los bronces de estaño, de estaño-plomo y de estaño-cinc-plomo (tabla 35).

Los bronces de estaño del tipo Br. OF poseen buenas calidades antifricción. Los bronces de estaño con un contenido de estaño >0,5% se cuelan (preferentemente en coquilla), con un contenido de estaño <0,5% se estampan. La dureza de los bronces estampados puede reducirse hasta *HB* 50—60, mediante el recocido reblandecedor.

Los bronces de estaño-plomo del tipo Br. OS son próximos a los bronces de estaño. La adición de plomo mejora la maquinabilidad, aumenta la plasticidad y disminuye la dureza del bronce. El bronce Br.OS 5—25 se refiere a la clase de los bronces semiplásticos.

Se emplean más ampliamente los bronces de estaño-zinc-plomo, en los cuales el contenido del estaño escaso se ha reducido hasta 2—6%. Su plasticidad es mayor que en los bronces de estaño (el alargamiento es de 6—15%); la dureza es *HB* 50—70.

El bronce al estaño-cinc-plomo Br.OTsS 4-4-2,5 se emplea en forma de fleje laminado en frío para fabricar casquillos de paredes delgadas.

Tabla 35

Bronces antifricción

Marca	Composición en % (Cu, el resto)						Resistencia a la rotura en kgf/mm^2	Alargamiento relativo en %	*HB*
	Sn	Zn	Pb	Al	Fe	Otros elementos			
De plomo									
Br. OF 6,5-0,15	6—7	—	—	—	—	(0,1—0,15) P	25—35	2	70—80
Br. OF 10-1	9—11	—	—	—	—	(0,8—0,2) P	20—30	3	80—100
De estaño-plomo									
Br. OS 10-10	9—11	—	9—11	—	—	—	20	3	70
Br. OS 8-12	7—9	—	11—13	—	—	—	18	3	65
Br. OS 5-15	4—6	—	24—26	—	—	—	12	4	45
De estaño-zinc-plomo									
Br. OTsS 3-12-5	2—4	11—13	4—6	—	—	—	18	6—8	60
Br. OTsS 4-4-2,5	3—5	3—5	1,5—3,5	—	—	—	35	15—20	60
Br. OTsS 4-4-17	3—5	3—5	16—18	—	—	—	20	8—10	50
Br. OTsS 5-5-5	4—6	4—6	4—6	—	—	—	20—25	6—10	60
Br. OTsS 6-6-3	5—7	5—7	2,5—3,5	—	—	—	15—20	8—12	70
De aluminio-hierro									
Br. AzhS 7-1,5-1,5	—	—	1—2	6—8	1,2	—	30	15	70
Br AZh 9-4	—	—	—	8—10	3,5—5,5	—	50	10	100
Br. AZhN 10-4-4	—	—	—	9—11	3,5—5,5	(3,5—5,5) Ni	60	5	170
Br. AZhN 11-6-6	—	—	—	10—12	5—7	(5—7) Ni	60	2	220

Los bronces de aluminio-hierro del tipo Br.AZh que tienen elevada dureza (*HB* 70—100), se emplean para fabricar casquillos que trabajan a altas cargas y pequeñas velocidades en condiciones de rozamiento semilíquido y semiseco (por ejemplo, los casquillos guía de las válvulas de admisión de los motores de combustión interna).

Los cojinetes que trabajan a altas temperaturas, con rozamiento semiseco o seco (los casquillos guía de las válvulas de escape), se fabrican de aleaciones resistentes al calor a base de aluminio-hierro-níquel del tipo Br.AZhN.

La conductibilidad térmica de los bronces antifricción es de 50—100 cal/m·h·°C, el coeficiente de dilatación lineal es de $(16-18)\cdot 10^{-6}$; el módulo de elasticidad es $E = 8\,000 \div 10\,000$ kgf/mm².

Los árboles que trabajan en cojinetes de bronce de dureza media deben tener una dureza de $HRC > 50$ y en los cojinetes de bronce de alta dureza de $HRC > 55$.

9.26.6 Fundiciones antifricción

Como sucedáneos baratos de los bronces se emplean fundiciones antifricción; grises FGA (ASCh) con grafito lamelar, de alta resistencia FARA (AVCh) con grafito globular, maleables FMA (AKCh) con grafito en forma de copo y cuprosas FC(ChM, tabla 36).

Los defectos de las fundiciones antifricción es la fragilidad y la alta dureza (*HB* 160—250) que excluye la posibilidad del autoajustamiento. Los cojinetes de fundición son sensibles a los torcimientos que provocan altas presiones de borde.

Los cojinetes de fundición se emplean con árboles de alta dureza superficial ($HRC > 55$). Las fundiciones antifricción blandas (FGA-3, FARA-2, FMA-2) pueden trabajar a pequeñas cargas en par con aceros mejorados o normalizados (*HRC* 25—35).

9.26.7 Aleaciones ligeras

De las aleaciones ligeras como materiales antifricción con frecuencia se emplean las aleaciones a base de aluminio.

Los cojinetes de poca importancia se fabrican de aleaciones de fundería Al—Si (Al2; Al4; Al5), Al—Mg (Al8), Al—Cu (Al10V; Al18V), y preferentemente con colada en moldes metálicos (*HB* 65—70). Es más racional fabricar los cojinetes por estampado de aleaciones deformables del tipo AC2, AC4, AC4-1 (HB 80—90).

Tienen gran aplicación las aleaciones no tratables térmicamente (*HB* 40—60) AM8 (8% de Cu); AMC2 (8% de Cu; 2% de Si). AZh6 (6% de Fe); AN2,5(2,5% de N); ASS6-5 (6% de Sb; 5% de Pb). Las aleaciones plásticas AMC2 y AN2,5 (*HB* 35—45) se emplean en los casquillos de fleje bimetálicos.

Tabla 36

Fundiciones antifricción

Marca	Composición en %								HB
	C	Si	Mn	Cr	Ni	Cu	P	S	
FGA-1	3,2—3,6	1,6—2,4	0,6—0,9	0,2—0,35	0,2—0,4	⩽0,7	0,15—0,2	⩽0,12	180—230
FGA-2	3,2—3,8	1,4—2,2	0,4—0,7	0,2—0,4	0,2—0,4	0,3—0,5	0,15—0,4	0,1	190—230
FGA-3	3,2—3,8	1,7—2,6	0,4—0,7	—	0,3	0,3—0,5	0,15—0,4	0,1	160—190
FARA-1	2,8—3,5	1,8—2,5	0,5—1,2	—	—	0,3—0,7	0,2	0,03	210—260
FARA-2	2,8—3,5	2,2—2,7	0,5—0,8	—	—	—	0,2	0,03	170—200
FMA-1	2,6	0,8	0,3	0,6	—	—	0,15	0,1	200—220
FMA-2	3,0	1,3	0,6	—	—	—	—	—	170—200
FC-1,3	2,3—3,0	0,5—1,1	0,6—1,2	0,15	—	2,0	0,2	0,1	190—260
FC-1,8	2,8—3,6	1,3—1,9	0,6—1,2	0,2—0,4	—	1,5—2	0,3	0,1	210—260

Las aleaciones que más altas calidades de antifricción poseen son las aleaciones a base de aluminio y estaño (contenido de Sn hasta el 20%). Una de las mejores aleaciones de este tipo, que combina la plasticidad y la elevada resistencia mecánica, tiene la composición: 6% de Sn; 1,5% de Ni; 0,5—1% de Sb; 0,5% de Si; 0,5—1% de Mn, el resto Al.

La dureza de las aleaciones antifricción a base de aluminio es de *HB* 40—80; la conductibilidad térmica, 100—200 cal/m·h·°C; el coeficiente de dilatación lineal $(21 \div 24)10^{-6}$; el módulo de elasticidad, $E \sim 7000$ kgf/mm². La resistencia a la rotura de las aleaciones de fundería es de 12 a 18 kgf/mm², la de las estampadas, 20—30 kgf/mm². Las aleaciones a base de aluminio son resistentes a la corrosión y no provocan la oxidación del aceite.

Su defecto es la baja capacidad de ajustamiento en la explotación y la tendencia al arrastre en el árbol. Requieren lubricación a presión y el empleo de árboles de elevada dureza ($HRC > 50$).

El módulo de elasticidad de las aleaciones a base de aluminio no es grande, por eso para el trabajo normal se debe elevar la rigidez de los cojinetes (engrosamiento de las paredes, atribución de ribetes de rigidez, aumento de la rigidez de los lechos).

En la construcción de los cojinetes de aleaciones a base de aluminio hay que tener en cuenta su alto coeficiente de dilatación lineal. Durante el calentamiento, la holgura en el cojinete crece. Por eso, la holgura «en frío» se hace mínima, compatible con la condición del trabajo fiable del cojinete en los períodos de arranque. Además, con el calentamiento aumenta la apretura en la superficie de encaje del cojinete. Los cojinetes de aleaciones a base de aluminio se emplean preferentemente en los cuerpos hechos de las mismas aleaciones.

Los casquillos de aleaciones a base de aluminio, que se instalan en los cuerpos hechos de materiales con bajo coeficiente de dilatación lineal (acero, fundición), pueden adquirir deformaciones residuales de compresión, al aumentar la temperatura. En estos casos se practican las apreturas de encaje mínimas con retención obligatoria de los casquillos; el diámetro de las espigas de retén se aconseja hacerlo mayor, para evitar el aplastamiento del material del cojinete.

Con el fin de compensar el cambio de las dimensiones lineales del casquillo con el calentamiento, éste se hace con junta de dilatación, es decir, con corte que se dispone en la zona no cargada del cojinete. Estos casquillos se colocan en el cuerpo con apretura que se mantiene más o menos permanente al oscilar la temperatura. Los casquillos con junta se deben retener para que no giren.

Las aleaciones a base de magnesio, como material antifricción, son próximas a las de aluminio, pero se distinguen de las últimas en que su módulo de elasticidad es inferior ($E = 4200$ kgf/mm²) y su coeficiente de dilatación lineal es mayor $[\alpha = (26 \div 28)\ 10^{-6}]$.

Para fabricar cojinetes son útiles las aleaciones de fundería ML3, ML4 y las deformables MA1, MA2.

La dureza de las aleaciones a base de magnesio es *HB* 30—40. Su conductibilidad térmica es 60—70 cal/m·h·°C.

Al diseñar cojinetes de aleaciones a base de magnesio se deben observar las mismas reglas que para las aleaciones a base de aluminio.

9.26.8 Características comparativas de las aleaciones para cojinetes

En la tabla 37 se dan las características comparativas de las aleaciones plásticas para cojinetes.

Tabla 37

Propiedades de los materiales para cojinetes

Material	*HB* a		Temperatura admisible máxima en °C	Dureza admisible mínima del árbol *HRC*	Capacidad de ajustamiento	Propiedad antiatoramiento	Resistencia a la corrosión	Influencia en la oxidación del aceite	Límite de fatiga
	20°C	150°C							
Babbitts al estaño	20—30	6—12	150	25	5	5	5	5	1
Babbitts al plomo	15—20	6—12	150	25	5	5	3	1	1
Recubrimientos de capas múltiples (la capa superior de babbitt)	20—30	6—12	250	25	5	5	5	5	4
Babbits al cadmio	30—40	15	250	30	4	5	1	4	2
Bronces de plomo	40—70	40—60	300	45	2	3	2	2	4
Plata	25—30	25—30	400	45	3	4	5	5	5
Bronces de estaño	60—80	60—70	400	45	1	1	4	4	5
Aleaciones a base de aluminio plásticas	35—40	32—46	300	45	2	2	5	5	4

La capacidad de ajustamiento en la explotación, las propiedades antiatoramiento, la resistencia a la corrosión, la influencia en la oxidación del aceite, la resistencia mecánica cíclica (las últimas columnas de la tabla) se valorizan por el sistema de cinco puntos (el punto 5 es el superior).

9.26.9 Cerámica metálica

Para los cojinetes que trabajan en condiciones de rozamiento semiseco, en caso de insuficiente lubricación o en el de su carencia total se emplean compuestos de cerámicas metálicas autolubricantes de broncegrafito y ferrografito obtenidos por el prensado y sinterización de polvos de metal y de grafito.

La particularidad de los materiales de cerámica metálica es la microporosidad (el volumen de los poros es de 20—40%) y la capacidad de absorber grandes cantidades de aceite.

Los cojinetes de estos materiales, antes de usarlos, se impregnan con aceite para turbinas a 100—120° C. Con esta reserva de aceite basta para varios meses de trabajo sin engrase. Periódicamente hay que reiterar la impregnación (disolviendo de antemano el aceite viejo).

Para aumentar la duración de servicio, en la construcción de los cojinetes se prevén unas bolsas que se llenan de aceite.

Los ferrográfitos (*voizits*) poseen las más altas calidades y representan una mezcla de un 97—98% de hierro obtenido por electrodeposición con 2—3% de grafito y pequeñas adiciones de polvos de Cu y Pb. Para aumentar la plasticidad y la resiliencia se introduce hasta un 7% de Ni.

Los ferrografitos resisten mejor la oxidación que los compuestos de broncegrafito.

Los polvos de hierro y grafito se prensan en moldes a una presión de 1500—2000 kgf/cm² y se sinterizan a 1050—1100° C en el curso de 2—3 h. Los parámetros definitivos de los cojinetes se atribuyen valiéndose de un prensado calibrado a 500—800 kgf/cm² de presión (la exactitud de las dimensiones en los límites de centésimas de milímetro). Los ferrografitos se someten mal al tratamiento mecánico.

En la sinterización el grafito se liga con el hierro, formando mezclas de ferrita y cementita con inclusiones de grafito libre. El metal adquiere la estructura de fundición gris, la cual según sea la composición de la carga y el régimen de sinterización puede tener matriz ferrítica, perlítica o cementítica (es preferente la matriz perlítica).

Las marcas de los ferrografitos soviéticos son: (la primera cifra indica el contenido de grafito en la carga, la segunda, el volumen de poros en tantos por ciento)

FG (ZhG)-3-30, para cargas ligeras;
FG-7-25, para cargas medias;
FG-3-20, para cargas pesadas.

Los cojinetes de ferrografito trabajan satisfactoriamente a pequeñas velocidades circunferenciales y a cargas moderadas. Soportan cargas de corta duración de hasta 300 kgf/cm².

La temperatura de trabajo de los cojinetes no debe sobrepasar 50—60° C, de lo contrario, los poros se obstruyen con rapidez con

los productos de la oxidación del aceite y el cojinete pierde la propiedad de autolubricarse. Por eso, hay que emplear árboles de elevada dureza ($HRC > 50$).

La capacidad portante de los cojinetes porosos que trabajan en régimen hidrodinámico (lubricación abundante, alta velocidad de rotación) es menor que la de los cojinetes macizos. El aceite en la zona cargada se escapa de la holgura a los poros y escurre por las paredes del casquillo en parte hacia los extremos, donde sale al exterior, y en parte hacia la zona no cargada, de donde ingresa de nuevo a la holgura. De este modo, en las paredes del casquillo se forma una circulación continua de aceite, cuya intensidad (y, por consiguiente, también el grado de disminución de la capacidad portante) depende de la penetrabilidad del material del cojinete (de las dimensiones y del volumen relativo de los poros), de las dimensiones geométricas del casquillo (de la longitud y del espesor), de la viscosidad del aceite (de la temperatura del cojinete), de la presión en la zona cargada y de otros factores.

9.26.10 Materiales no metálicos

Como materiales para los cojinetes se utilizan los plásticos, especies duras de madera natural, madera reforzada, goma, grafito.

Todos los materiales enumerados se emplean en combinación con árboles de elevada dureza ($HRC > 50$). En esta condición los cojinetes no metálicos manifiestan elevada resistencia al desgaste.

La particularidad distintiva de los materiales no metálicos para cojinetes es que su conductibilidad térmica es baja. Casi todos estos materiales trabajan mejor en agua que en aceite.

El empleo de lubricante de agua se justifica en los casos en que la máquina trabaja con agua (bombas de agua) o en agua (instalaciones de hélices, herramienta mecanizada submarina, etc.).

En algunos casos se aplica la lubricación de agua también en las máquinas de designación general. En el caso de lubricación de agua los árboles se ejecutan de aceros inoxidables templados (del tipo 3J13, 4J13). Los cuerpos metálicos de los cojinetes deben protegerse de la corrosión.

9.26.10.1 Plásticos

Los cojinetes de plástico se emplean principalmente en el caso de rozamiento semilíquido (pequeñas velocidades de rotación, movimiento oscilatorio), así como, en los casos en que no es posible hacer llegar regularmente el lubricante a los apoyos. Estos cojinetes pueden trabajar con lubricante de una vez y periódico, y a pequeñas cargas y, velocidades circunferenciales, sin lubricante. Los cojinetes de plásticos no esponjosos pueden trabajar con lubricante de agua, los de plásticos químicamente resistentes, con lubricante de líquidos químicamente activos.

La carga específica admisible depende de la dureza y la resistencia mecánica del plástico, de la temperatura, de la velocidad circunferencial, del tipo y cantidad del lubricante suministrado, y oscila en los límites de 10 a 100 kgf/cm^2.

Material	Peso específico en kgf/dm³	Dureza *HB*	Resistencia en kgf/mm²		Módulo de elasticidad *E* en kgf/mm²
			a la rotura	a la compresión	
Textolita	1,3—1,4	25—40	6—10	⊥ 25 ∥ 12	250—1000
Policarbonatos	1,2—1,3	20—25	8—8	8—10	200—250
Kaprón	1,1—1,2	8—12	5—8	8—12	100—150
Nylón	1,1—1,2	10—20	7—12	10—15	150—200
Teflón	2,1—2,4	3—5	3—4	3—4	40—45

Observación. ⊥ transversalmente a las capas; ∥ paralelamente a las capas.

Para fabricar cojinetes de plástico, con frecuencia se emplean plásticos fenólicos (textolita), policarbonatos (diflón), poliamidas (kaprón, nylón), plásticos fluorocarbúricos (teflón). Las propiedades de estos plásticos se insertan en la tabla 38. Los plásticos como materiales para cojinetes tienen las siguientes peculiaridades:

poca dureza (sin relleno *HB* 5—20);

bajo módulo de elasticidad (sin relleno $E = 10^2 \div 10^3$ kgf/mm²);

baja conductibilidad térmica (0,2—0,3 cal/m·h·°C);

alto coeficiente de dilatación lineal $[(50 \div 100)\cdot 10^{-6}]$;

poca resistencia al calor (según Martens 80—150° C).

Los plásticos fenólicos y los poliamidas se esponjan en el agua (la higroscopia después de un largo contacto con el agua hasta un 15% por el peso). Los plásticos fluorocarbúricos se distinguen por su arrastre (surgimiento de deformaciones residuales bajo la acción duradera de tensiones relativamente pequeñas).

La resistencia al desgaste y las calidades antifricción de los plásticos son altas.

Los plásticos, particularmente los termoplásticos se someten mal al tratamiento mecánico. Los cojinetes de poliamidas y de policarbonatos se preparan con colada a presión y los plásticos fluorocarbúricos, con presión en caliente, dándoles las dimensiones definitivas en moldes. Los plásticos termoendurecibles (plásticos fenólicos) pueden mecanizarse con herramienta de aleación dura a pequeños avances y elevadas velocidades de corte.

Debido a su baja conductibilidad térmica, elevado coeficiente de dilatación lineal y fácil deformación los cojinetes de plástico se ejecutan raramente en forma de casquillos de paredes gruesas. El campo principal de empleo de los plásticos es la aplicación de recubrimientos finos (0,1—0,5 mm) en las superficies metálicas, así

antifricción

Alargamiento relativo en %	Coeficiente de dilatación lineal $\alpha \cdot 10^6$	Resistencia al calor según Martens en °C	Capacidad de absorción de agua en las 24 h en %	Coeficiente de rozamiento por el acero (sin lubricante)
0,2—0,6	20—40	120—130	1,5—2	0,2—0,3
30—80	60—80	140—160	0,1—0,2	0,15—0,25
150—200	60—150	50—60	2—3	0,1—0,15
50—100	60—120	60—70	1,5—2	0,1—0,15
150—200	100—200	80—120	0	0,08—0,1

como la impregnación de la capa superficial de los metales antifricción porosos (bronces sinterizados).

En las capas finas, las particularidades negativas de los plásticos casi no influyen en el trabajo del cojinete.

Los casquillos de plástico macizos se emplean preferentemente para pequeños diámetros (menores de 30 mm), pequeñas cargas y velocidades de rotación. Teniendo en cuenta la posibilidad de la variación volumétrica de los plásticos, la holgura se hace de 2 a 3 veces mayor, por término medio, que la de los cojinetes metálicos ($\psi = 0{,}003 \div 0{,}006$). En el caso de grandes diámetros, para compensar las variaciones volumétricas los casquillos se hacen seccionados con juntura recta, helicoidal o bihelicoidal. En estos cojinetes la holgura relativa puede alcanzar hasta 0,001—0,002.

La resistencia mecánica de los plásticos se aumenta introduciendo cargas fibrosas o de tela, la conductibilidad térmica, introduciendo polvos metálicos (de Pb y de bronce de plomo).

Los cojinetes de textolita se fabrican de tela chifón en capas múltiples, impregnada con baquelita y prensada a una presión de 1000 kgf/cm² a 150—180 °C.

Los cojinetes de textolita trabajan mejor, si los extremos de las capas de tela se disponen perpendicularmente a la superficie de rozamiento. En los cojinetes de grandes dimensiones la textolita se coloca por bloques en cajas con disposición de las capas en canto.

La carga específica máxima con lubricación abundante por aceite o agua es 100 kgf/cm². La temperatura duradera límite es de 60 a 80° C.

El caprón y *el nylón* se emplean preferentemente para fabricar cojinetes de diámetro menor de 50 mm que trabajan con lubricación insuficiente o sin engrase.

Para aumentar la resistencia mecánica se introducen cargas (tela, fibra de vidrio, fibra de grafito).

Las poliamidas (lo mismo que todos los termoplásticos) se someten mal al tratamiento mecánico. Los cojinetes de caprón y nylón se fabrican por colada a presión en moldes metálicos con una exactitud de las dimensiones en los límites de algunas centésimas de milímetro y con una pureza de la superficie de hasta la 12 clase.

Para aumentar la resistencia mecánica, al calor y al desgaste y, para disminuir la capacidad de absorción de agua los cojinetes de caprón se someten a tratamiento térmico (manteniéndolo 3—4 h en aceite mineral a 150—180° C, hirviéndolo en el curso de este mismo tiempo en agua y enfriándolo lentamente).

El teflón en forma pura es poco útil para fabricar cojinetes, debido a la blandura, a la gran magnitud del coeficiente de dilatación lineal, al arrastre en frío y a que no se humectece absolutamente con aceite. Se emplea sólo en capas finas y sin falta con aditivo de plomo (hasta el 20% según el peso). El teflón se aplica mal en las superficies metálicas. El mejor procedimiento para aplicarlo es la impregnación al vacío con un compuesto de teflón al plomo de una capa antifricción porosa de aleaciones a base de bronce sinterizadas. Para mejorar las calidades antifricción en el compuesto se introduce grafito coloidal y bisulfuro de molibdeno.

Estos cojinetes, por sus calidades antifricción no son inferiores a los cojinetes con revestimiento de babbitt al estaño y su límite de fatiga es mayor que el de estos últimos. Los cojinetes en cuestión pueden trabajar en un intervalo desde —50 hasta +250° C. Los cojinetes que trabajan a altas velocidades circunferenciales requieren lubricación por circulación.

Se emplean también recubrimientos de poliamida, de poliuretano y epoxi que se aplican por aportación, por aspersión en caliente, por encolado (epóxidos), por precipitación en una capa seudofluidificada en campo electrostático.

9.26.10.2 Materiales de madera

Para los cojinetes se emplean especies duras de madera (palosanto, boj) como sucedáneos se aplican el abedul, arce y especies de roble.

Las calidades más altas las posee la madera reforzada, que representa una chapa de abedul de muchas capas (lignofol) o migajas (lignostón), impregnadas con resinas fenol-formol y prensadas a presión de 300—500 kgf/cm² a 150—180° C.

Los plásticos de madera trabajan mejor en el agua; se emplean para fabricar cojinetes de las máquinas hidráulicas, asimismo para hacer cojinetes de pocas revoluciones, fuertemente cargados y de grandes dimensiones, para los trenes de laminar.

Los casquillos de plásticos de madera contrachapada se componen de listones con disposición de las capas perpendicularmente a la superficie de rozamiento y se sujetan en cuerpos metálicos (fig. 390).

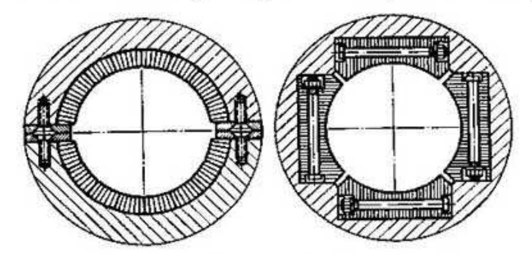


Fig. 390. Cojinetes de materiales de madera laminada

La carga admisible es, por término medio, de 20 a 30 kgf/cm², la de breve duración de hasta 150 kgf/cm². La temperatura límite es de 60 a 70° C.

9.26.10.3 Gomas

Los cojinetes de goma representan casquillos metálicos revestidos con cauchos sintéticos o naturales [cauchos fluorados y clorados, cauchos de silicona y de polisulfuro (tiocoles)]. Los mejores cauchos sintéticos son los cauchos fluorados.

La dureza y la elasticidad de los cauchos puede variar en amplios límites, cambiando su composición y su tecnología de fabricación.

Los cojinetes de goma pueden trabajar sólo en agua. Se emplean en las máquinas hidráulicas, para las herramientas mecanizadas

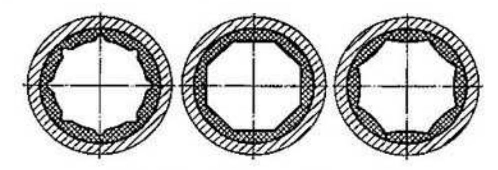


Fig. 391. Cojinetes de caucho

submarinas en las instalaciones finales de los árboles de hélice (cojinetes de cola). Los cuerpos metálicos de los cojinetes se ejecutan de aceros inoxidables o se protegen de la corrosión aplicándoles películas poliméricas.

Para extraer la suciedad de las superficies de trabajo de los cojinetes se prevén canales pasantes (fig. 391).

El coeficiente de rozamiento del acero por el caucho húmedo es $f = 0,05 \div 0,1$. Si el bombeo de agua es suficiente y las velocidades circunferenciales son altas (10—20 m/s), a pesar de la poca viscosidad del agua, puede crearse un rozamiento puramente líquido ($f = 0,002 \div 0,003$).

Los cojinetes de gomas blandas se emplean cuando es importante que se asegure el autoajustamiento del árbol, así como la amortiguación de sus oscilaciones. Su capacidad portante es insignificante ($k = 1 \div 2$ kgf/cm^2).

Los cojinetes de gomas duras soportan cargas de hasta 30—50 kgf/cm^2.

9.26.10.4 Carbones-grafitos

Para fabricar cojinetes que trabajen sin lubricación, a elevadas temperaturas, bajo la acción de medios químicamente agresivos se emplean los *carbones-grafitos* (mezclas de grafito, carbón, negro y coque en ligadura de pez y alquitranes de carbón mineral prensados y sometidos a sinterización).

Las propiedades físico-mecánicas del grafito son: peso específico 2,2 gf/cm^3, temperatura de fusión 3500° C; resistencia a la rotura 2 kgf/mm^2, módulo de elasticidad normal 800 kgf/mm^2, coeficiente de dilatación lineal $(0,5 \div 1)\ 10^{-6}$; conductibilidad térmica 5—7 cal/m·h·°C.

Los carbones-grafitos poseen buenas calidades antifricción (el coeficiente de rozamiento seco es 0,05—0,08), resistencia al calor y a las sustancias químicas, el coeficiente de dilatación lineal es bajo $[\alpha = (2 \div 3)\ 10^{-6}]$. Los carbones-grafito se mecanizan bien por corte. Su defecto es la fragilidad.

Para aumentar la resistencia mecánica, la conductibilidad térmica y la resistencia al desgaste en los carbones-grafito se introducen polvos metálicos (Cu, Cd, babbitt). La fragilidad se disminuye impregnándolos con fenolformaldehidos, siloxanos y teflón (*plásticos grafíticos*).

Las antegmitas son las que poseen mejores propiedades sumarias (tabla 39).

Tabla 39

Antegmitas

Marca	Peso específico en kgf/cm^3	Resistencia a la compresión en kgf/mm^2	Resiliencia específica en kgf.m/cm^2	Resistencia a la temperatura en °C	Termoconductividad en cal/m·h·°C	Coeficiente de dilatación lineal $\alpha \cdot 10^6$
ATM-1	1,8	1000	0,03	170	30	8,5
ATM-10	1,7	550	0,015	400	80	2,5
ATM-1G	1,7	450	0,015	600	100	2,2

Los árboles que trabajan en cojinetes de carbones-grafitos deben tener una dureza de $HRC > 50$.

Los carbones-grafitos se emplean ampliamente para el empaque de los conjuntos de elevadas temperaturas (anillos de empaquetadura de las turbinas; discos de las empaquetaduras extremas).

9.27 Microgeometría de las superficies portantes

En los apoyos intensamente cargados, a los árboles, independientemente de la dureza del material para cojinetes, es conveniente atribuirles una dureza superficial elevada, mediante el temple con calentamiento por corriente de alta frecuencia (*HRC* 55—58), cementación, sulfocianuración (*HRC* 58—60), cromado por difusión (*HV* 800—1000), nitruración (*HV* 1000—1200). Junto con el aumento de la resistencia al desgaste estos procedimientos elevan la resistencia mecánica cíclica y disminuyen la concentración de tensiones en los sectores de las transiciones y de disposición de los agujeros de lubricación.

Se aconseja rectificar los árboles de modo que la velocidad circunferencial de la muela de rectificar esté dirigida en el sentido de la rotación de trabajo del árbol; es conveniente pulir los mismos en sentido opuesto.

Para el mecanizado en fino de los árboles se practica el pulido, el acabado superfino, el rodillado y alisado con diamante. El alisado se realiza en los tornos con una herramienta con diamante redondeada (el radio de redondeo es $R_{esf} = 1{,}5 \div 3$ mm) siendo $s = 0{,}03 \div 0{,}05$ mm/rev, $v = 20 \div 50$ m/min y la presión sobre la herramienta, 20—40 kgf.

Casi todos los materiales para cojinetes (a excepción de las fundiciones antifricción) no se someten al rectificado. El mecanizado de acabado de los cojinetes se realiza por mandrinado en fino, escariado, brochado calibrado, alisado con diamante. Estos procedimientos garantizan la 8—10ª clase de pureza de la superficie ($R_z = 3{,}2 \div 0{,}8$ μ).

Los recubrimientos de plástico y galvánicos de capas finas no se someten a tratamiento mecánico.

Si la disposición de las microirregularidades que se obtienen en los procedimientos ordinarios de elaboración, es desordenada, existe el valor óptimo de rugosidad (∇8—∇10). El aumento de la rugosidad (clases de pureza inferiores a la 8) disminuye la capacidad portante, debido al incremento de la fuga de aceite a través de las cavidades entre las microirregularidades. La disminución de la rugosidad (clases de pureza por encima de la 11) reduce la capacidad de retención del aceite de la superficie y hace más propicio el endurecimiento y agarrotamiento. Lo principal, sin embargo, no es la altura de las microirregularidades, sino su forma y disposición.

Son desfavorables los perfiles con crestas agudas y con cavidades (fig. 392, *a*, mecanizado por corte), son algo mejores: con crestas embotadas (vista *b*) (acabado superfino, rodillado), y aún mejor: las superficies onduladas con contornos suaves (vista *c*, alisadura con diamante).

Los perfiles óptimos son los que tienen la superficie portante lisa y desarrollada, intersecada por microrranuras que retienen el aceite (vista *d*) o cavidades (vista *e*) que aseguran la alimentación del aceite en los perodos de suministro insuficiente (arranque), contribuyen a distribuir el aceite por la superficie y evitan el endurecimiento y agarrotamiento. Las dimensiones de los microhuecos se determinan por la condición del suficiente volumen de aceite. El área total de las bolsas acumuladoras se hace igual a un 20—30% de la superficie total, la profundidad se hace hasta 5—10 μ. De este modo, la rugosidad nominal de la superficie, determinada sobre la base de las magnitudes R_z, aumenta en comparación con los valores recomendables ordinarios (formalmente hasta ∇7—∇6) a pesar de que la capacidad portante de la superficie crece.

El relieve retenedor del aceite según la vista *d* se crea por vibrosuavizado de las superficies, mecanizadas de antemano hasta las clases de pureza 11—12, valiéndose de herramienta con diamante redondeada (R_t = 1,5÷2 mm), a la que junto con el movimiento de avance longitudinal (s = 0,8÷1,2 mm/rev) se le comunican oscilaciones longitudinales con una amplitud de 1—1,5 mm. Como resultado en la superficie se forma una red de ranuras sinusoidales helicoidales que en dependencia de la magnitud del avance y la amplitud de las oscilaciones pueden ser equidistantes (vista *f*), hacer contacto (vista *g*) o intersecarse

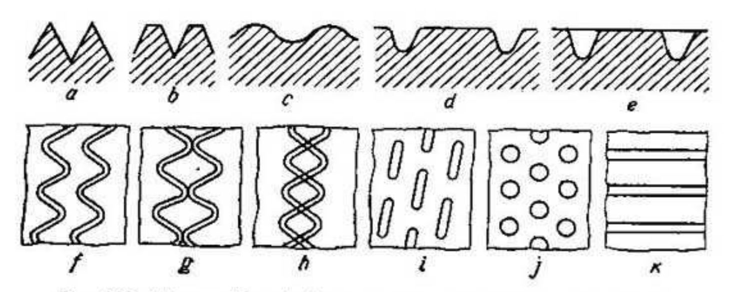


Fig. 392. Microperfiles de las superficies del árbol y el cojinete

(vista *h*). La herramienta se coloca en un portaherramientas de muelle; la anchura y profundidad de las ranuras se regula por la fuerza de apriete del muelle.

Este procedimiento permite crear un microrrelieve normalizado con parámetros óptimos para las condiciones dadas de trabajo.

Las profundidades celulares cerradas según la vista *e* poseen la ventaja de que no se comunican las zonas de alta y baja presión del cojinete y, por consiguiente, no reducen su capacidad portante hidrodinámica. Se obtienen, comunicando a la herramienta oscilaciones radiales, como resultado de lo cual en la superficie se forman ranuras espirales de línea (vista *i*). Otro procedimiento consiste en el arollamiento de las células con recuperadores de rodillos con salientes redondeados (vista *j*).

Las células cerradas, pueden hacerse sin perjuicio para la capacidad portante del cojinete, con una profundidad de hasta varias décimas de milímetro.

Las ranuras longitudinales (vista *k*), obtenidas por brochado de perfil, aumentan la salida extrema del aceite y, junto con las funciones distribuidoras del aceite, sirven para enfriar el cojinete.

La capacidad de retener el aceite de los recubrimientos electrolíticos puede hacerse mayor mediante la deposición porosa (con variación periódica de la dirección de la corriente).

El relieve de retención del aceite en los árboles puede crearse por chorreado con perdigones dosificado o por decapado con reactivos que actúan selectivamente en las componentes estructurales blandas.

9.28 Cojinetes partidos

Los cojinetes partidos se ejecutan en forma de casquillos de acero (raramente de bronce) con revestimiento de aleaciones antifricción. Los casquillos se colocan en el cuerpo con ajustes *E*, *Ad* o *P*.

El centrado de los casquillos se alcanza mediante el mecanizado conjunto de los lechos en los cuerpos; las mitades de los cuerpos se fijan con pasadores de control o tornillos prisioneros.

Se emplean dos tipos principales de casquillos: macizos y de paredes delgadas.

9.28.1 Casquillos macizos

El espesor de las paredes de los casquillos de este tipo se elige según sea el diámetro del cojinete, el material de los casquillos y del cuerpo, la rigidez de los lechos. Para las condiciones ordinarias (casquillos de acero, cuerpos de fundición) el diámetro exterior de

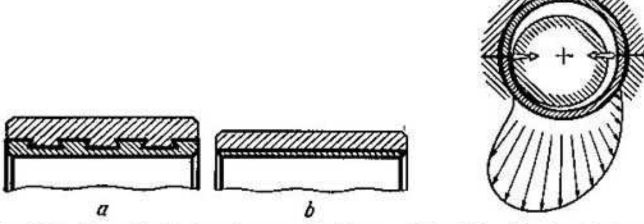


Fig. 393. Procedimientos de revestimiento con metal antifricción

Fig. 394. Flexión de las juntas de los casquillos bajo carga

los casquillos puede determinarse de la relación aproximada $D = 1{,}2d$ (donde d es el diámetro del árbol), redondeando los valores obtenidos hasta la magnitud normalizada próxima.

El relleno del metal antifricción sobre la superficie en forma de cola de milano (fig. 393, *a*) en la actualidad se aplica sólo para los materiales que se adhieren mal al acero (babbitts al plomo del tipo BK-1).

Habitualmente el metal se vierte por una superficie cilíndrica (vista *b*) que, para mejorar la adherencia, se mecaniza en basto ($\nabla 2 - \nabla 4$).

Una gran significación para la resistencia mecánica de la adherencia del revestimiento con el casquillo tiene el desengrasado minucioso y el decapado de la superficie del casquillo.

Se observa una tendencia sucesiva a disminuir el espesor de la capa de recubrimiento. La disminución del espesor aumenta el límite de fatiga del revestimiento y, además, disminuye el gasto de material de revestimiento, lo que tiene gran importancia para los metales escasos y caros (estaño, plata). En los últimos años el espesor del revestimiento se hace de hasta varias décimas de milímetro, y en el caso de recubrimiento electrolítico sobre bronce poroso, hasta varias centésimas de milímetro.

Los empalmes de los casquillos, durante el trabajo, se alabean algo hacia el interior (fig. 394, saetas claras) bajo la acción de la apretura del ajuste, así como de las fuerzas de presión en la capa de aceite, debido a lo cual en los sectores próximos al empalme surge un rozamiento elevado. Este defecto, observado particularmente con frecuencia en los casquillos de paredes delgadas y no rígidos, se previene haciendo en las superficies interiores de los casquillos, cerca de los empalmes, unos rebajos inclinados (fig. 395, *a*) de $h =$

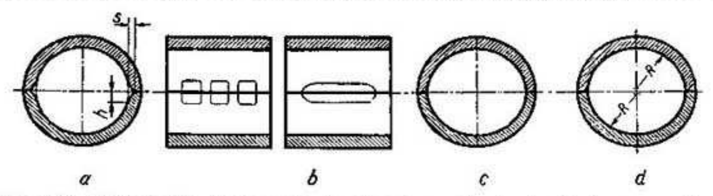


Fig. 395. Eliminación del rozamiento elevado en las juntas de los casquillos

$= 4 \div 6$ mm de altura como término medio y $s = 0{,}2 \div 0{,}5$ mm de profundidad (a la salida en el empalme), llamados convencionalmente «refrigeradores» (aunque éstos no tienen nada que ver con el enfriamiento). En la vista *b* se muestra la forma más sencilla de los rebajos.

A veces, para este mismo fin, el agujero de los casquillos se mandrina en elipse (vista *c*) o se le da una forma de «limón» (vista *d*).

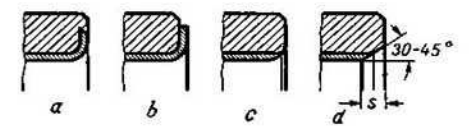


Fig. 396. Redondeos y chaflanes en los extremos de los cojinetes

La diferencia de las dimensiones del agujero en el plano de empalme y en el plano perpendicular a éste se hace igual a $(0{,}001 \div 0{,}0015)\ d$ (d es el diámetro nominal del agujero).

Para disminuir las presiones de borde, en los extremos de las superficies de trabajo de los cojinetes se hacen redondeos o chaflanes.

La formación de los redondeos es complicada [particularmente con salida de la capa de recubrimiento a la parte frontal del casquillo (fig. 396, *a*, *b*)]. Con frecuencia se hace el achaflanado a un ángulo $\alpha = 30 \div 45°$ respecto al eje del cojinete (vista *d*). Las pequeñas cargas axiales (por ejemplo, en los cojinetes fijadores) se soportan por el tope en el cuerpo del cojinete.

Los chaflanes no deben ser demasiado extendidos, en caso contrario, disminuyen sensiblemente la superficie portante. El cateto

del chaflán (paralelo al eje del cojinete) se hace, para los cojinetes de hasta 100 mm de diámetro, igual a 0,5—1 mm.

En la figura 397 se muestran los procedimientos para fijar los casquillos en los cuerpos partidos.

La fijación por cinturas cilíndricas con tornillos que tensan las mitades del cuerpo (fig. 397, *a*) no reúne requisitos de ingeniería

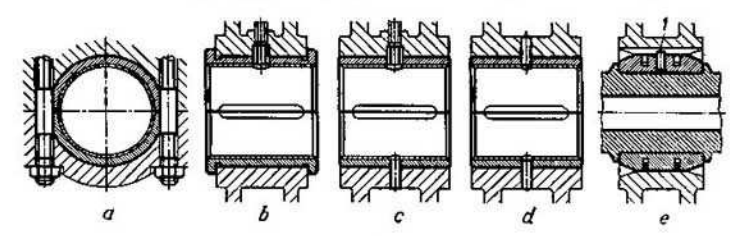


Fig. 397. Fijación de los casquillos

(requiere el mecanizado conjunto de los agujeros para los tornillos, montados los casquillos con el cuerpo), por eso, esta fijación se practíca raramente.

En los cojinetes que soportan cargas axiales, los casquillos se fijan en dirección longitudinal con ribetes, y en dirección circunferencial, con pasadores o racores para el suministro del aceite (vista *b*).

Los casquillos lisos se fijan en ambas direcciones con racores suministradores de aceite (vista *c*), y en los cojinetes con suministro del aceite desde el árbol, con pasadores (vista *d*). Los agujeros para

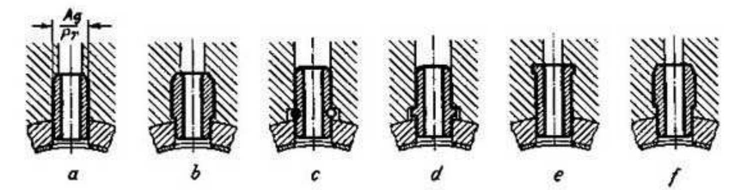


Fig. 398. Instalación de racores conductores de aceite

los pasadores en los casquillos se hacen ligeramente oblongos (en sentido circunferencial) para que se garantice la libertad de autoalineación al apretar los casquillos.

Al colocar árboles de apoyos múltiples en cuerpos enterizos, a veces, se emplea el sistema de fijación valiéndose de anillos de muelle seccionados que se introducen en las ranuras abiertas en conjunto en ambos casquillos (vista *e*). Los casquillos se arman en el árbol y se introducen en el alojamiento del cuerpo. Para que no giren se fijan con el pasador *1* metido a presión en uno de los cas-

quillos y que entra en la ranura longitudinal del alojamiento del cuerpo. Estos cojinetes no pueden soportar carga axial.

Los racores suministradores de aceite se colocan en el cuerpo con ajuste a presión (fig. 398, *a*) y se aseguran de la caída que puede conducir a la emergencia del cojinete.

Los procedimientos de seguro mostrados en las vistas *b* — *d* previenen la caída de los racores sólo cuando el conjunto está montado (una vez colocados los casquillos). Para prevenir la caída en el desmontaje los racores se fijan en el cuerpo por abocardado en una ranura anular (vista *e*), y en los cuerpos de metales blandos, por troquelado del metal del cuerpo en el escalón del racor (vista *f*).

9.28.2 Casquillos de paredes delgadas

Para las máquinas de fabricación en serie se emplean ampliamente los casquillos de paredes delgadas fabricados de fleje de acero pobre en carbono con una capa fina de babbitt (0,3—0,5 mm), de bronce de plomo o de aleaciones a base de aluminio plásticas (0,8—1,5 mm). Los casquillos de esta construcción se fabrican por métodos de producción en masa, garantizando su intercambiabilidad completa.

El espesor de los casquillos puede determinarse de la fórmula apoximada.

$$b = 0{,}35\sqrt{d}, \qquad (147)$$

redondeando los datos obtenidos hasta las magnitudes normalizadas próximas.

Los sectores de empalme de los casquillos de paredes delgadas son particularmente propensos a la flexión por el interior del coji-

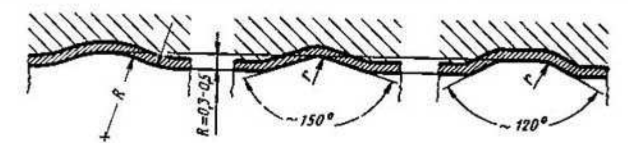


Fig. 399. Perfiles de canales estampados

nete. Para evitar el rozamiento semiseco, en los sectores cerca de los empalmes se hacen rebajos longitudinales semejantes a los representados en la figura 395, *b*.

En los cojinetes con recubrimientos de metales antifricción plásticos, los canales de lubricación, chaflanes y rebajos se ejecutan por estampado. Los agujeros para los pasadores fijadores y racores conductores de aceite se abren con punzones.

Las formas aconsejables de canales estampados se muestran en la figura 399.

Los casquillos de paredes delgadas se colocan en los lechos con ajuste no mayor del *P*. Una apretura excesiva puede provocar la pretensión y el alabeo de las paredes del casquillo (dobladura de los bordes de empalme hacia el interior del cojinete).

La magnitud de la apretura de encaje se determina por la longitud del casquillo por la circunferencia. Para crear la apretura diametral δ, la longitud l del casquillo, medida por su diámetro medio, debe ser (sin contar las tolerancias)

$$l=\frac{\pi}{2}(d_0-b+\delta),$$

donde d_0 es el diámetro del agujero de encaje del lecho; b es el espesor del casquillo.

Ya que la magnitud $\frac{\pi\delta}{2}$ es insignificante (para el ajuste a presión según la 2ª clase de exactitud para el diámetro de 100 mm, $\delta=60\div85\ \mu$; $\frac{\pi\delta}{2}=0{,}1\div0{,}13$ mm) y es difícil mantener la dimensión l indispensable al recortar la pieza bruta, entonces esta pieza bruta se ejecuta con un sobreespesor de 0,5 a 0,8 mm por su longitud, se comprime compactamente en el aditamento con un agujero de diámetro d_0 y los extremos salientes del casquillo se rectifican hasta la dimensión de $\frac{\pi\delta}{4}$ (fig. 400, *a*).

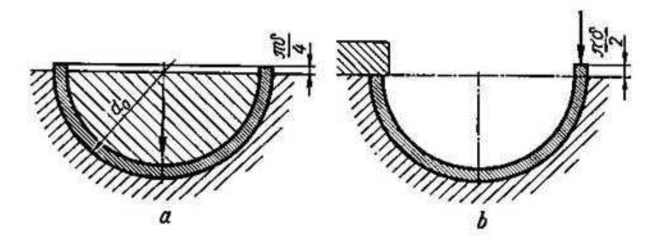


Fig. 400. Montaje de casquillos de paredes delgadas

Al colocar el casquillo en el lecho uno de sus extremos se coloca al ras con el plano de separación (vista *b*) y se comprueba la magnitud a la que sale el extremo opuesto, que en el caso de adherencia compacta del casquillo en el lecho debe ser igual a $\frac{\pi\delta}{2}$.

La holgura diametral en el cojinete depende de la dimensión del árbol, del agujero de encaje del lecho y del espesor de los casquillos. Supongamos que los lechos son rígidos y no se deforman durante el apriete y que el espesor del casquillo en el apriete prácticamente no varía. Entonces la holgura mínima es

$$\Delta_{\min}=d_0-2b-d^{-C_1}, \tag{148}$$

la máxima es

$$\Delta_{\text{máx}}=d_0^{+A}-2b^{-B}-d^{-C_2}, \tag{149}$$

donde d_0 es el diámetro del agujero del lecho; b es el espesor del casquillo; d es el diámetro del árbol; A es la tolerancia en más para el diámetro del agujero del lecho; C_1 y C_2 son las tolerancias en menos para el diámetro del árbol; B es la tolerancia en menos para el espesor del casquillo.

Supongamos que $d_0 = 80$ mm, $b = 2{,}5$ mm ($d = 75$ mm). Al mecanizar por la 2ª clase de precisión $A = 30\ \mu$; $C_1 = -65\ \mu$; $C_2 = -105\ \mu$ (ajuste con holgura ligera); $B = 40\ \mu$.

Las holguras mínima y máxima conforme a las ecuaciones (148) y (149) son:

$$\Delta_{mín} = 80 - 5 - 75^{-65} = 65\mu,$$

$$\Delta_{máx} = 80^{30} - 2 \cdot 2{,}5^{-40} - 75^{-105} = 215\mu.$$

Con casquillos macizos, mecanizados después de colocarlos en el lecho, sería

$$\Delta_{mín} = 65\mu; \quad \Delta_{máx} = 30 + 105 = 135\mu.$$

De este modo, las oscilaciones del espesor del casquillo influyen considerablemente en la magnitud de la holgura diametral. Esto obliga a mantener el espesor (y la igualdad de la pared) de los casquillos en límites angostos (10—30 μ).

Si los casquillos y los agujeros de encaje en el cuerpo se fabrican con exactitud, después de ajustar los casquillos incluso en instalaciones de apoyos múltiples, no hace falta el escariado pasante de los cojinetes.

El intercambio de los casquillos se hace sin operaciones complementarias de mecanizado y de ajuste, ya que los casquillos se centran en las superficies de los lechos mecanizadas con exactitud y no sometidas al desgaste.

Los casquillos de paredes delgadas se fijan en los lechos, valiéndose de pasadores (fig. 401, *a*) o de racores conductores de aceite

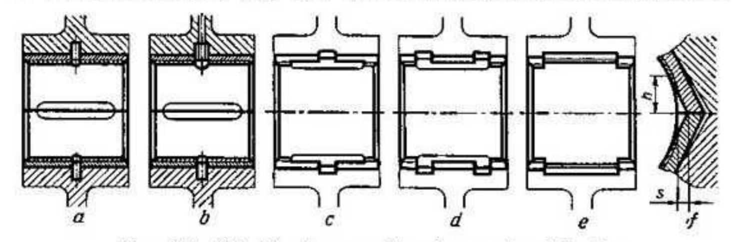


Fig. 401. Fijación de casquillos de paredes delgadas

(vista *b*). Los agujeros en los casquillos se hacen oblongos (en sentido circunferencial) para que se asegure la libertad de autoalineación de los casquillos durante el apriete.

Con frecuencia se aplica la fijación con ayuda de recortes en las superficies de junta (vistas *c* — *e*) introducidos en los rebajos inclinados de los lechos. La profundidad de los recortes *s* (vista *f*) es igual a 1,5—2 mm, la altura es $h = 4 \div 6$ mm.

Aumentando la superficie de apriete, los recortes previenen eficazmente el alabeo de las superficies de junta hacia el interior del cojinete. Si su extensión es suficiente (vista *e*) los recortes pueden sustituir a los «refrigeradores» empleados para evitar el rozamiento semiseco en las superficies de junta.

9.29 Casquillos

Los cojinetes partidos se hacen en forma de casquillos (manguitos) que para pequeños diámetros (por término medio <50 mm), se fabrican completamente de material antifricción (bronce, aleaciones ligeras, fundición antifricción) y, para grandes diámetros, de acero con recubrimiento de material antifricción plástico (babbitt, bronce de plomo).

El espesor de estos casquillos se elige de la correlación aproximada $b \approx 0{,}1d$, donde d es el diámetro del árbol (el diámetro exterior de los casquillos $D \approx 1{,}2d$), redondeando los valores obtenidos hasta las magnitudes normalizadas próximas.

Los casquillos en cuestión se encajan en los cuerpos con los ajustes *Ap*, *P* y *Ec*.

En el caso de ajustes con gran apretura, los casquillos, particularmente los de paredes delgadas, se contraen, con la particularidad de que su diámetro interior disminuye. Este tipo de casquillos, como regla general, una vez enmangados se escarían.

Si por la construcción del conjunto no es posible realizar el escariado, el diámetro del agujero del casquillo se hace mayor en comparación con el nominal en la magnitud de la contracción, la cual se determina por cálculo o experimentalmente.

El enmangado no siempre garantiza la fijación del casquillo contra el giro.

La temperatura de trabajo del casquillo puede considerablemente exceder la temperatura del cuerpo, por ejemplo, al aumentar bruscamente la velocidad de rotación de la máquina, cuando el calor, que surge en el casquillo debido al rozamiento, no ha pasado todavía al cuerpo. Se observa una gran diferencia de temperaturas en los periodos de arranque, cuando el casquillo se calienta con rapidez y el cuerpo aún está frío. Si el casquillo se ha hecho de material con coeficiente de dilatación lineal mayor que el del material del cuerpo, entonces el casquillo, tensado previamente por el enmangado, puede adquirir deformaciones residuales; en el enfriamiento subsiguiente el ajuste del casquillo se debilita.

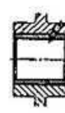
En las máquinas térmicas (motores de combustión interna) el ajuste del casquillo puede debilitarse al calentarse el cuerpo.

En la práctica se atienen a las siguientes reglas.

Los ajustes con grandes apreturas se aplican, si el coeficiente de dilatación lineal del casquillo es menor que el del cuerpo, y si el cuerpo se calienta durante el trabajo.

Procedimientos para fijar los casquillos

Croquis de la construcción y característica
Colocación del casquillo en cuerpos partidos
1. Fijación axial con ribetes; la angular, con pasador
2. Fijación con racor conductor de aceite
Colocación del casquillo en cuerpos enterizos
3. Fijación con tornillo axial
4. Sujeción por bridas. Esta construcción exige la fabricación del casquillo por fundición
5. Fijación por brida y con pasador axial. Esta construcción es aplicable en el caso de carga axial de dirección permanente
6. Idem. Con brida de diámetro disminuido
7. Fijación con placas atornilladas. El número de tornillos en cada placa no es menor de dos
8. Fijación con placa atornillada y con ribete

Croquis de la construcción y característica
Colocación del casquillo en cuerpos enterizos
 9. Fijación con placa atornillada y con ribete
 10. Fijación con pasador radial
 11. Fijación con pasador inclinado
 12. Idem. El pasador está fijo en el cuerpo del escalón
Colocación del casquillo fija
 13. Graneteado del material del cuerpo
 14. Laminación del material del cuerpo en el ribete estriado del casquillo
 15. Fijación con la cintura estriada del casquillo. Esta construcción es aplicable para los casquillos de acero que se colocan en cuerpos de metal blando
 16. Abocardado de los bordes del casquillo en rebajos cónicos del cuerpo

Croquis de la construcción y característica
Colocación del casquillo fija
17. Graneteado de los bordes del casquillo en los rebajos locales del cuerpo
18. Abocardado del casquillo en el rebajo anular del cuerpo

Si el coeficiente de dilatación lineal del material del casquillo es mayor que el del cuerpo, y el cuerpo está frío, se aplican apreturas moderadas.

En todos los casos los casquillos deben retenerse del giro y del desplazamiento axial.

Los procedimientos de retención se exponen en la tabla 40. Para colocar casquillos en cuerpos enterizos se emplean con más frecuencia las construcciones *9—12* que son más sencillas y reúnen mayores requisitos de ingeniería. De los procedimientos de retención fija son preferentes las construcciones *16*, *17*.

9.30 Casquillos de materiales en hojas

En las máquinas de producción en serie se emplean vastamente los casquillos de paredes delgadas fabricados por enrollado de tiras.

Los casquillos de pequeño diámetro (por término medio <50 mm) se fabrican de flejes laminados en frío, de bronce (Br. OTsS 4-4-2,5), de latón (LO-90-1 y LN 60-5) o de otros metales antifricción que se someten a la deformación en frío. Los casquillos de gran diámetro se hacen de flejes bimetálicos (tira de acero con una capa fina de material antrifricción).

El espesor de los casquillos se determina por la fórmula (147).

El diámetro del casquillo con junta cerrada se elige de modo que el casquillo entre compactamente en el agujero de encaje.

Los casquillos de tiras de bronce y latón después de colocarlos se ensanchan con mandril o con rodillos y se mecanizan con brocha de acabado con dientes calibradores redondeados. La superficie del casquillo, en este caso, adquiere elevado grado de pureza y la junta prácticamente se ciñe totalmente.

Los casquillos se fijan en el agujero abocardándolos (fig. 402, *a*) o achaflanándolos (vista *b*) los bordes o bien embutiéndolos en la

ranura anular del cuerpo (vista *c*). Este procedimiento se emplea preferentemente para la colocación de casquillos en los cuerpos de metales duros (acero, fundición).

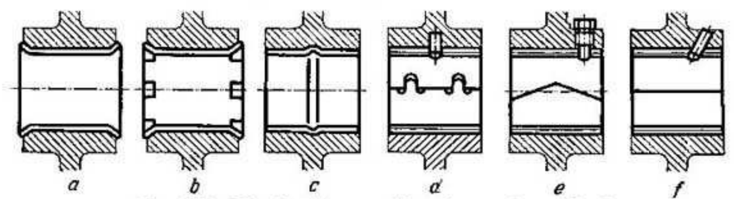


Fig. 402. Fijación de casquillos de paredes delgadas

Los casquillos de tiras bimetálicas se colocan en estado enrollado en un mandril de diámetro algo menor que el del árbol y se rectifican por el diámetro exterior para el ajuste a presión, se colocan en el agujero del cuerpo, se retienen con pasadores (vistas *d* — *f*), después de lo cual se escarían. Para este tipo de casquillos es preferible la junta de cierre (vista *d*), aunque en la práctica se emplean con frecuencia juntas más sencillas: bihelicoidal (vista *e*) y recta (vista *f*).

9.31 Regulación de la holgura en los cojinetes

Incluso los cojinetes correctamente construidos y calculados para la lubricación líquida, con el tiempo se desgastan principalmente debido al surgimiento de rozamiento semilíquido en los períodos de arranque.

En los cojinetes sometidos a un rápido desgaste (trabajo en regímenes variables con frecuentes arranques y paradas) así como cuando

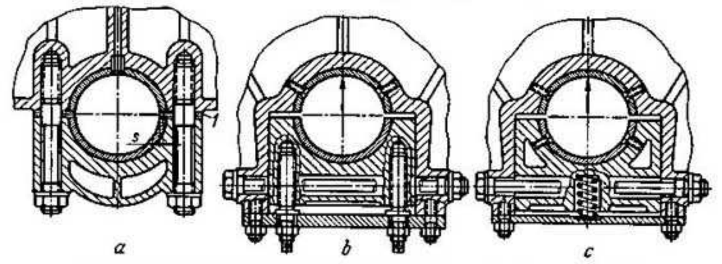


Fig. 403. Regulación de la holgura en los cojinetes separables

se necesita garantizar el centrado exacto del árbol, se previenen medios para regular la holgura.

En los cojinetes partidos con casquillos macizos se practica la regulación con un *juego de juntas 1* (fig. 403, *a*) de chapa de latón

de ~ 0,05 mm de espesor, colocadas en la superficie de separación del cojinete. Para evitar que hagan contacto con el árbol los extremos de las juntas se disponen con una separación $s = 0,3 \div 0,5$ mm con respecto a la superficie del agujero.

Al mandrinar los casquillos con este juego de juntas (fig. 404), las superficies de junta se mecanizan en fino, se colocan entre ellas placas de un espesor igual al espesor t primordial (de montaje) del paquete de juntas (habitualmente $t = 0,4 \div 0,5$ mm), después de lo cual el agujero y la superficie exterior de los casquillos, en forma montada, se mecanizan para atribuirles forma cilíndrica.

Los cojinetes se tensan periódicamente en la explotación. Se quitan las tapas, se sacan una o varias hojas del juego y se tensan de nuevo.

La forma cilíndrica del agujero del cojinete, en este caso, se altera un poco. El agujero adquiere una forma ligeramente ovalada: las alteraciones de la forma del agujero debidas al desgaste quedan.

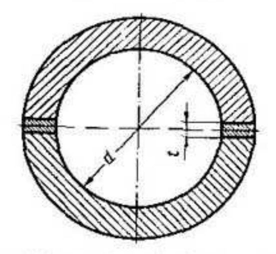


Fig. 404. Mandrinado de los cojinetes con juego de juntas de hoja metálica

Es difícil mantener la holgura correcta en el reajuste. La regla ordinaria, conforme a la cual el árbol después del tensado debe girar libremente a mano, claro está, no garantiza la exactitud de la holgura.

A veces, la holgura en el cojinete se elimina tensando la tapa del mismo valiéndose de tornillos (fig. 403, *b*).

En la figura 403, *c* se representa una construcción con regulación semiautomática de la holgura. La tapa del cojinete se aprieta con tornillos transversales. En caso que se deba disminuir la holgura, se aflojan los tornillos, la tapa por la acción del muelle se aprieta al árbol, después de lo cual los tornillos transversales se tensan de nuevo.

La construcción *b* y particularmente la *c*, donde la fijación de la tapa es insuficientemente precisa, se emplean en el caso de carga de dirección constante: la carga debe estar dirigida hacia el casquillo fijo del cojinete.

Si se tiene que regular con precisión la holgura con centrado exacto del árbol (husillos de las máquinas rectificadoras) se emplean casquillos con superficie de rozamiento cónica (fig. 405, *a*). La holgura se regula desplazando axialmente el casquillo, valiéndose de la tuerca *1*.

Es mejor hacer la superficie de rozamiento cilíndrica y la exterior, la de encaje del casquillo, cónica (vista *b*). Al apretar el casquillo en el alojamiento cónico la holgura en el cojinete disminuye, como resultado de la deformación elástica del casquillo.

Con el fin de aumentar la gama de regulación se aplican casquillos seccionados o se eleva la elasticidad del casquillo, valiéndose de ranuras radiales (vista *c*).

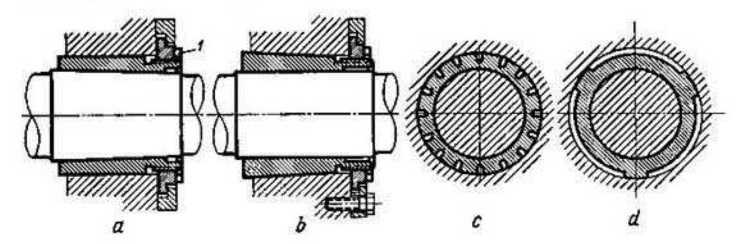


Fig. 405. Regulación de la holgura en cojinetes enterizos

En la construcción *d* la superficie exterior del casquillo se apoya en el alojamiento cónico con tres salientes elaborados en cono. Al tensar el casquillo la holgura en estos sectores disminuye; a ambos lados de cada sector se forman cuñas de aceite, lo que asegura el centrado del árbol y contribuye al trabajo del cojinete sin vibraciones.

9.32 Cojinetes autoalineadores

Los cojinetes autoalineadores sobre apoyos esféricos se emplean siendo $l/d > 1{,}5$; si los árboles y los cuerpos son insuficientemente rígidos; en los apoyos dispuestos a grandes distancias; en los apoyos situados en distintos cuerpos, cuando es difícil garantizar una coaxialidad precisa.

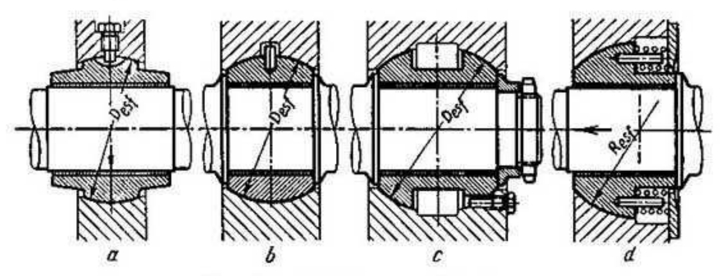


Fig. 406. Cojinetes autoalineadores

En la figura 406 se representan distintas construcciones de cojinetes autoalineadores esféricos.

La construcción *a* con apoyo esférico de poca longitud se emplea a pequeñas cargas axiales o en caso que se carezca de ellas.

En la construcción *b* toda la superficie exterior del cojinete se ha hecho esférica; este cojinete puede soportar, a la par que los radiales, cargas axiales bastante considerables, en ambas direcciones

A elevadas cargas axiales se aumenta el diámetro de la esfera y la longitud del cojinete, como resultado de lo cual las superficies de apoyo se ubican cerca de los bordes del cojinete (vista *c*), el ángulo medio de su inclinación al eje del cojinete incrementa y, por consiguiente, aumenta también la capacidad de soportar cargas axiales.

Los cojinetes con superficie de apoyo semiesférica (vista *d*), fijados en el alojamiento del cuerpo con muelles, se emplean a elevada carga axial unilateral y carga radial insignificante.

Los cojinetes autoalineadores se fijan contra el giro con retenes colocados en el curpo (vista *a*) o en el cojinete (vista *b*). En el dispositivo de retención se debe prever una holgura que permite el autoajustamiento del cojinete en los límites requeridos.

Las superficies esféricas de apoyo del cojinete y del cuerpo se hacen de materiales que forman un par antifricción. Si el cojinete se coloca en un cuerpo de acero, entonces se fabrica de bronce o se reviste su superficie esférica con bronce de plomo. Si se coloca en un cuerpo de fundición o en un cuerpo de aleaciones ligeras, el cojinete se hace de acero; la dureza de la superficie esférica debe ser $HRC > 50$.

A las superficies esféricas se debe suministrar obligatoriamente lubricante (es de desear que sea a presión). En la superficie de la esfera es conveniente abrir una red frecuente de canales cerrados para el aceite, que aseguran (si se suministra el aceite a presión) el determinado efecto hidroestático que facilita la autoalineación de la esfera.

El montaje de los cojinetes esféricos en los cuerpos con separación en planos meridional o ecuatorial no presenta dificultades.

La instalación en cuerpos enterizos es más compleja.

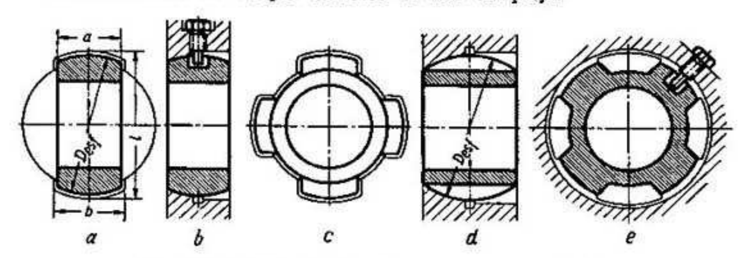


Fig. 407. Instalación de esferas en cuerpos enterizos

Los cojinetes esféricos cortos se colocan por las ranuras abiertas diametralmente en el alojamiento del cuerpo (fig. 407, *a*) de longitud *l* algo mayor que el diámetro *D* de la esfera, y de anchura *b* algo mayor que la anchura del cojinete. El cojinete se introduce en la ranura, girándolo a 90° respecto a la posición

de trabajo, hasta el tope en la pared del alojamiento esférico. Después de esto se gira a la posición de trabajo, como resultado de lo cual dicho cojinete queda fijado en sentido axial por las paredes del alojamiento (vista *b*). Para que no gire el cojinete se fija con un retén.

Si el cojinete es muy largo las superficies de apoyo esféricas se ejecutan en forma de salientes y en el cuerpo se abren ranuras correspondientes (vista *c*). El cojinete se introduce en el alojamiento en posición de trabajo (vista *f*), se gira en el plano perpendicular a su eje, a un ángulo igual a la mitad del ángulo entre los salientes, y se fija en esta posición con retén (vista *e*).

En la figura 408, *a* se muestra un cojinete autoalineador con amortiguación de las oscilaciones flectoras del árbol, valiéndose de anillos elastómeros colocados por los lados del casquillo.

En la construcción *b* el autoajustamiento se asegura colocando el cojinete sobre cuatro espigas cilíndricas introducidas en las ranuras longitudinales del cuerpo. El cojinete debe estar fijado en sen-

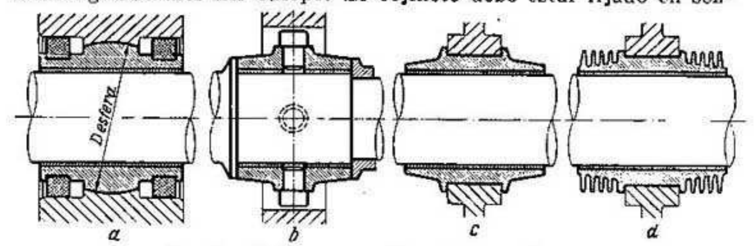


Fig. 408. Cojinetes autoalineadores y elásticos

tido axial (por ejemplo, con topes en el árbol, como se muestra en la figura). Este tipo de cojinete no soporta cargas axiales.

En las vistas *c*, *d* se muestran construcciones que garantizan el autoajustamiento parcial, debido a la deformación elástica.

En la construcción *c* el cojinete se ha instalado en el alojamiento del cuerpo en la cintura cilíndrica corta; sus extremos se han hecho más delgados. Las deformaciones elásticas de la superficie de encaje y de los extremos delgados del cojinete le permiten adaptarse a los alabeos del árbol. El defecto de esta construcción reside en que al flexionarse los extremos del cojinete toman una forma óvala en sentido de la flexión; la holgura entre el árbol y el cojinete por el eje menor del óvalo disminuye.

En la construcción *d* la rigidez radial de los extremos del cojinete se ha aumentado con la introducción de nervios anulares; al mismo tiempo los extremos del cojinete pueden deformarse, siguiendo las deformaciones flectoras del árbol. Los nervios sirven también para refrigerar el cojinete.

Cierta libertad de autoalineación del árbol asegura el mandrinado «de faja» de los cojinetes. A las superficies de rozamiento se les da la forma de hiperboloide de revolución; el diámetro del mandrinado en los extremos se hace algunas centésimas de milímetro mayor que en el centro.

9.33 Cojinetes con casquillos flotantes

Los casquillos flotantes se colocan con holgura respecto al árbol y al cuerpo; bajo la acción de las fuerzas de rozamiento éstos giran con una velocidad circunferencial aproximadamente igual a la mitad de la velocidad de rotación del árbol.

Las ventajas de los cojinetes con casquillos flotantes son:

desprendimiento de calor disminuido (el trabajo del rozamiento es proporcional al cuadrado de la velocidad circunferencial, por eso con casquillo flotante que gira con una velocidad de rotación igual a la mitad de la del árbol, el desprendimiento de calor total es aproximadamente 2 veces menor que el de un cojinete rígido, y con dos casquillos flotantes concéntricos, 3 veces menor);

desgaste uniforme por la circunferencia, que asegura la conservación de la forma cilíndrica de los casquillos;

mayor fiabilidad de trabajo (si se agarrota un lado del casquillo, el otro lado sigue trabajando);

elevada resistencia a la vibración;

elevada amortiguación (gracias a la presencia de dos paragolpes de aceite) de los desplazamientos radiales del árbol, bajo la acción de la carga de impacto y variable.

El defecto de estos cojinetes es su peor centrado del árbol condicionado por el aumento de la holgura total en el cojinete.

Las mejores esferas para aplicar los casquillos flotantes son: en los cojinetes de muchas revoluciones, donde es necesario disminuir el desprendimiento de calor y prevenir las vibraciones; en los cojinetes que trabajan a grandes cargas de impacto; en los que trabajan con rozamiento semilíquido y semiseco (por ejemplo, los apoyos de movimiento de vaivén), donde por el carácter del movimiento no es posible crear una película de aceite estable.

En el último caso resultan útiles la resistencia de los casquillos flotantes contra el agarrotamiento y la propiedad del desgaste uniforme por la circunferencia.

Los casquillos flotantes suelen hacerse enterizos; a veces por las condiciones del montaje se tienen que ejecutar separables (lo que complica la fabricación). Se hacen de bronces, fundición antifricción, y los casquillos de gran diámetro, de acero con revestimiento de babbitt o de bronce de plomo por ambos lados. El cuerpo y el árbol se fabrican de acero con $HRC > 50$; si el cuerpo se ha ejecutado de material blando, se enmanga en él un casquillo de acero.

Si se suministra el lubricante por un lado del casquillo flotante, en éste se hacen agujeros radiales para el paso del aceite hacia el otro lado. Es preferente introducir el aceite por el interior, ya que en este caso el acceso del aceite a la superficie exterior de rozamiento se simplifica por las fuerzas centrífugas.

El espesor de los casquillos se hace por término medio igual a $0{,}1d$ (donde d es el diámetro del árbol).

Las holguras radiales en los casquillos flotantes se hacen en un

20-30% menores que en los cojinetes rígidos. La holgura por la superficie exterior de rozamiento debe ser mayor que por la interior, ya que en el trabajo esta holgura disminuye (en particular en los casquillos de bronce) debido al calentamiento.

Los casquillos flotantes se fijan en dirección axial: en los cuerpos enterizos, valiéndose de gualderas (fig. 409, *a*), de bridas (vista

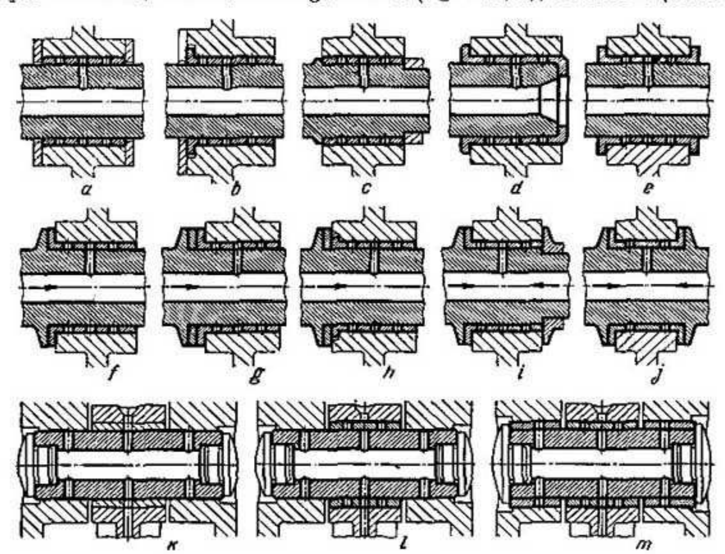


Fig. 409. Cojinetes con elementos flotantes

b), de ribetes en el árbol (vista *c*); en las instalaciones extremas, por medio del tope del árbol (vista *d*); en los cuerpos partidos, con ayuda de rebordes (vista *e*).

En presencia de superficies extremas extendidas (vistas *f* — *j*) los cojinetes con casquillos flotantes pueden soportar cargas axiales bastante grandes.

En las vistas *k* — *m* se muestra un conjunto de articulación de émbolo-biela con instalación flotante de los ejes.

En la vista *k*, el bulón de émbolo flota en los apoyos del émbolo y en el casquillo del pie de la biela (en este conjunto hay tres holguras y dos amortiguadores de aceite que trabajan sucesivamente).

En la vista *l*, flota también el casquillo de la biela (cuatro holguras; tres amortiguadores de aceite).

En la vista *m*, el bulón se ha colocado en el émbolo con casquillos flotantes (seis holguras; cuatro amortiguadores de aceite).

9.34 Cojinetes resistentes a la vibración y de grandes velocidades de rotación

En los cojinetes que trabajan a grandes velocidades de rotación (árboles de turbinas 6 000—10 000 r.p.m., husillos de rectificadoras para interiores 10 000—30 000 r.p.m., árboles de giróscopos 20 000—50 000 r.p.m., árboles de centrífugas de hasta 150 000 r.p.m.), la característica de régimen alcanza $\lambda = 30\,000 \div 50\,000$, el número $So = 10 \div 50$. Debido a la poca excentricidad del árbol el trabajo de este tipo de cojinetes no es estable; el coeficiente de rozamiento tiene una magnitud muy grande ($f = 0{,}05 \div 0{,}1$).

Al diseñar cojinetes de grandes velocidades de rotación surgen dos problemas fundamentales: 1) prevenir las vibraciones del árbol y los procesos de cavitación vinculados con éstas; 2) evitar el recalentamiento del cojinete, condicionado por el gran desprendimiento de calor.

Los problemas de diseño de los cojinetes de grandes velocidades de rotación son en mucho contrapuestos a los problemas del diseño de los cojinetes de relativamente pocas velocidades de rotación y altamente cargados ($\lambda = 500 \div 1000$; $So \geqslant 1$), donde habitualmente hay que lograr el aumento de la capacidad portante del cojinete y elevar el espesor mínimo de la capa de aceite h_{min}.

Al diseñar cojinetes de grandes velocidades de rotación el objetivo principal reside en disminuir la magnitud excesiva h_{min} hasta obtener los valores indispensables para el trabajo sin vibración $\xi < 0{,}3$.

En los cojinetes cargados por una fuerza de dirección *constante*, el trabajo sin vibración puede alcanzarse con la elección conveniente, dirigida a disminuir So y h_{min}, de los parámetros de régimen y constructivos. Es mejor aplicar aceite de poca viscosidad, disminuir el diámetro del cojinete (elevar k), aumentar la holgura relativa ψ y emplear pequeños valores de l/d.

Supongamos que la característica de régimen es $\lambda = 50\,000$. Por el gráfico (fig. 365) hallamos que para $l/d = 1$, el trabajo sin vibración ($\xi = 0{,}3$) lo garantiza la holgura relativa $\psi = 0{,}011$. Esto, claro está, es una magnitud excesivamente grande (para $d = 100$ mm la holgura diametral es $\Delta = 1{,}1$ mm). Los cojinetes con esta holgura no pueden trabajar satisfactoriamente en los regímenes de arranque y de salida del sincronismo. El coeficiente de rozamiento conforme a la figura 369 es $f = 0{,}22$.

Disminuyamos l/d hasta 0,3. Teniendo en cuenta que siendo el diámetro invariable la presión específica k, en este caso, sube y la magnitud λ disminuye 3,33 veces ($\lambda = 15\,000$) y despreciando el hecho de que en los cojinetes con $l/d = 0{,}3$, el valor de ξ para el trabajo sin vibración es algo elevado (véase la fig. 363), obtenemos conforme a la figura 365 el valor $\psi = 0{,}0028$ (para $d = 100$ mm $\Delta = 0{,}28$ mm). El espesor de la capa de aceite $h_{min} = 0{,}5 \cdot 10^3 \cdot 0{,}0028 \cdot 100 \cdot 0{,}3 = 42$ µ. El coeficiente de rozamiento es $f = 0{,}018$.

Al disminuir el diámetro del árbol hasta 50 mm y $l/d = 0{,}3$, los parámetros del cojinete toman valores normales ($\lambda = 7500$; $\varphi = 0{,}002$; $\Delta = 0{,}1$ mm; $h_{min} = 15$ µ; $f = 0{,}013$).

Los procedimientos constructivos para atribuir resistencia a la vibración se exponen en la tabla 41.

La disminución de la capacidad portante (con la correspondiente disminución de la holgura relativa) se alcanza introduciendo en el lado de trabajo o dorsal del cojinete ranuras semianulares (*1*, *2*) o anulares (*3*, *4*), que comunican las zonas de alta y baja presión, así como canales longitudinales en la zona cargada (*5*, *6*) que facilitan la salida del aceite de esta zona y restringen el arco de la superficie portante.

La temperatura del cojinete se baja con el empleo de casquillos flotantes (*7*), y en los casquillos fijos, intensificando la circulación del aceite elevando la presión del suministro e introduciendo en la zona no cargada rebajos longitudinales, pasantes (*8*, *a*) o que finalizan en los extremos (*8*, *b*). Los rebajos de gran extensión no sólo aumentan la salida del aceite, sino que también disminuyen el rozamiento (aproximadamente, proporcionalmente a la relación del arco del rebajo a la circunferencia del cojinete).

Los rebajos *9* con ángulo de 270°, previniendo el levantamiento del árbol a 45° (punto marginal en el semicírculo de Gümbel), aseguran el trabajo del cojinete en la zona estable.

En el caso de carga de dirección *variable* no son admisibles las grandes holguras. Aquí, el trabajo sin vibración se garantiza ejecutando la superficie del cojinete en forma de distintas áreas portantes divididas por los rebajos y situadas con pequeña holgura radial respecto del árbol.

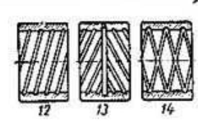
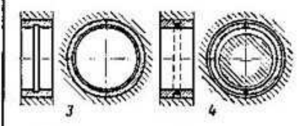
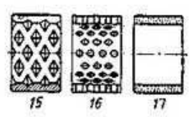
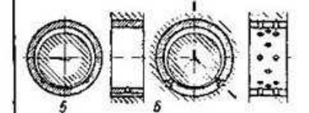
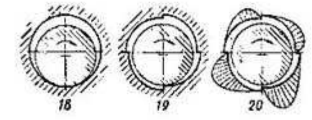
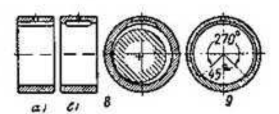
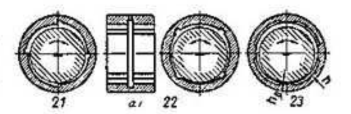
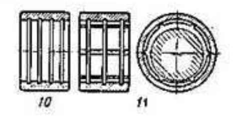
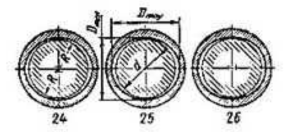
Las construcciones más simples de este tipo son las de los cojinetes con superficies portantes anulares (*10*) y en forma de barquillo (*11*). Pero son mejores los cojinetes con áreas helicoidales (*12*), bihelicoidales (*13*) y rómbicas (*14*). Una diversidad peculiar representan los cojinetes con cavidades moleteadas rómbicas (*15*), con agujeros pasantes dispuestos en orden escaqueado (*16*) y porosos (*17*).

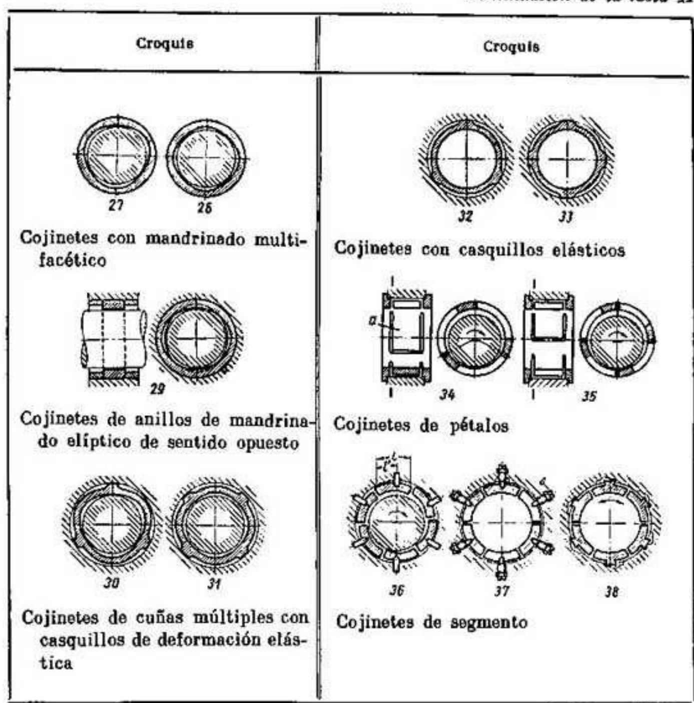
Más vastamente se emplean los *cojinetes de cuñas múltiples* basados en el principio de la limitación hidrodinámica de los desplazamientos del árbol. Las superficies portantes de este tipo de cojinetes se ejecutan en forma de áreas inclinadas (*19*) con holgura (en los puntos de mayor aproximación del árbol con el cojinete) menor que en los cojinetes cilíndricos (*18*). Las presiones se desarrollan simultáneamente en todas las áreas, pero en las opuestas a la dirección de la carga, las presiones son mayores (*20*). La capacidad total del cojinete es igual a la diferencia de las presiones por el lado no cargado y cargado del cojinete. Si la carga varía de dirección, en las áreas opuestas a la carga surgen presiones elevadas que se oponen al desplazamiento del árbol y que extingen sus oscilaciones. Los desplazamientos del árbol son tanto menores, cuanto mayor es la velocidad de rotación y cuanto menores son las holguras relativas locales.

Los canales conductores de aceite entre las superficies de cuña se hacen pasantes o que terminen a cierta distancia hasta los extremos del cojinete. El mejor procedimiento para suministrar el aceite,

Tabla 41

Cojinetes resistentes a la vibración y de grandes velocidades de rotación

Croquis	Croquis
Cojinetes con canales semianulares	 Cojinetes con canales helicoidales, bihelicoidales y cruzados
 Cojinetes con canales anulares	 Cojinetes con cavidades rómbicas y agujeros pasantes (*15*, *16*); cojinetes porosos (*17*)
 Cojinetes con rebajos en la zona cargada (*5*, *6*); cojinetes flotantes (*7*)	 Esquemas de cojinetes de cuñas múltiples
 Cojinetes con rebajos en la zona no cargada	 Cojinetes de cuatro cuñas (*21*, *22*); cojinetes escalonados (*23*)
 Cojinetes con canales anulares y en forma de barquillo	 Cojinetes con agujeros «en forma de limón», elípticos y ovalados



Croquis	Croquis
Cojinetes con mandrinado multifacético	Cojinetes con casquillos elásticos
Cojinetes de anillos de mandrinado elíptico de sentido opuesto	Cojinetes de pétalos
Cojinetes de cuñas múltiples con casquillos de deformación elástica	Cojinetes de segmento

es por el canal anular central (22, *a*). Con cavidades pasantes es posible el suministro del aceite por el extremo del cojinete.

En los cojinetes con superficie portante escalonada (*23*) la fuerza portante se crea como resultado de impulsar el aceite a la cavidad h y de obturar el flujo en las holguras angostas h_0 entre el árbol y el cojinete. La profundidad de las cavidades h es igual a unas cuantas centésimas de milímetro. La construcción es reversible.

Los cojinetes de dos cuñas con agujeros «en forma de limón» (*24*), elípticos (*25*) u ovalados (*26*) se emplean raramente y sólo cuando la carga es de dirección constante, ya que estos cojinetes contribuyen al surgimiento de oscilaciones del árbol en dirección del eje mayor del agujero.

En el caso de carga de dirección variable son necesarias no menos de tres cuñas. Los casquillos con agujero triédrico (*27*) se aplican en los cojinetes enterizos. Los cojinetes con mandrinado tetraédrico

(*28*) pueden emplearse en los cojinetes enterizos y partidos. La construcción (*29*) de tres casquillos, el central de los cuales tiene mandrinado elíptico en una dirección y los extremos, de dirección opuesta, admite la regulación de la disposición de las elipses mediante el giro del anillo central.

Las construcciones *27—29* son reversibles.

Los cojinetes de dos cuñas elípticos pueden ser mecanizados en una mandrinadora ordinaria, inclinando la pieza bruta respecto al eje de rotación del husillo a un ángulo α, determinado de la correlación

$$\cos\alpha = \frac{1+\psi_{mín}}{1+\psi_{máx}},$$

donde $\psi_{mín} = \frac{D_{may} - d}{d}$ y $\psi_{máx} = \frac{D_{men} - d}{d}$ son respectivamente las holguras relativas máxima y mínima; d es el diámetro del árbol (véase el croquis *25*).

Para los valores ordinarios de $\psi_{máx}/\psi_{mín} = 2$ y $\psi_{mín} = 0{,}001$

$$\cos\alpha = \frac{1{,}001}{1{,}002} = 0{,}995 \quad (\alpha = 6^\circ).$$

Reiterando el proceso con la pieza bruta, girada 90° alrededor de su eje, se obtiene el mandrinado de cuatro cuñas.

Los agujeros multifacéticos se obtienen por mandrinado o brochado según plantilla copiadora, y en los cojinetes enterizos, por medio de la deformación plástica tarada con el subsiguiente mecanizado de la superficie exterior en forma cilíndrica.

Se aplica también el método de deformación elástica. Los casquillos se dotan de tres o cuatro crestas trabajadas en cono y se colocan con apretura en el agujero cónico del cuerpo. Durante el apriete el casquillo se deforma, tomando correspondientemente la forma triédrica (*30*) o tetraédrica (*31*). El grado de cuneiformidad puede regularse desplazando el casquillo en el cuerpo.

Otro procedimiento se basa en la deformación elástica de las paredes del casquillo bajo la acción de las presiones en la capa de aceite. En el agujero del cuerpo se colocan compactamente los casquillos con los salientes (*32*, *33*). Los sectores no apoyados del casquillo, bajo la acción de las fuerzas hidrodinámicas se pandean hacia el exterior; la carga la soportan principalmente los sectores apoyados. El grado de cuneiformidad de las superficies portantes, en estas construcciones, se determina por la ductibilidad de las paredes del casquillo y por la magnitud de las fuerzas hidrodinámicas.

El desarrollo ulterior de este principio son los cojinetes *de pétalos* (*34—35*) en los cuales de superficies portantes sirven las áreas *a* (pétalos), cortadas en el cuerpo del casquillo. Bajo la acción de las fuerzas hidrodinámicas los pétalos se curvan hacia el exterior, creando cuñas de aceite.

Los casquillos se colocan en los cuerpos con holgura radial que garantiza la flexión de los pétalos. Es posible la instalación flotante.

En los cojinetes de segmento (*36*, *38*) de superficies portantes sirven los casquillos de segmento articulados en el cuerpo. Gracias a la instalación articulada los segmentos se adaptan automáticamente a las variaciones de la carga. Al aumentar la carga, el borde anterior (en el sentido del movimiento del árbol) se aleja a la periferia y el posterior se aproxima al árbol, debido a lo cual la holgura, en este punto disminuye y la capacidad portante del segmento incrementa.

Lo mismo que todos los cojinetes de cuñas múltiples, los cojinetes de segmento aseguran la resistencia a la vibración sólo con holgura relativa pequeña (en los sectores de disposición de las articulaciones).

Las características hidrodinámicas del cojinete se determinan por la disposición de las articulaciones y se conservan en todas las oscilaciones del régimen de explotación. La capacidad portante es máxima y el coeficiente de rozamiento es mínimo, si la articulación se coloca a la distancia $l' = 0{,}58l$ (donde l es la longitud del segmento) del borde anterior (en el sentido del movimiento) del segmento (*36*).

En los cojinetes reversibles las articulaciones se colocan en el centro de los segmentos (*37*), lo que empeora sus características, o, más preferentemente, en las cavidades del cuerpo (*38*) con tal cálculo que los segmentos, al variar la dirección de rotación, se desplacen bajo la acción de las fuerzas de rozamiento a la posición más ventajosa. La magnitud de las holguras (y la posición del árbol en el cojinete) puede regularse valiéndose de los tornillos *b*.

Pese a las altas características antivibratorias los cojinetes de segmento se emplean raramente. Su fabricación es bastante más compleja que los cojinetes de cuñas múltiples con superficies portantes inmóviles. Debido a la formación de torbellinos en las cavidades entre los segmentos, el desprendimiento de calor total en éstos es considerablemente mayor que en los cojinetes con transiciones suaves entre las superficies portantes.

9.35 Suministro del aceite a los árboles

En la figura 410, *a* — *f* se muestran procedimientos para introducir aceite por el extremo del árbol.

En el suministro sin presión el aceite se introduce por un tubo a la cavidad interior del árbol, dotada de un reborde para distribuir el aceite por los agujeros de lubricación (vista *a*).

El procedimiento más sencillo para suministrar lubricante a presión es la introducción del aceite en el extremo del árbol a través de la tapa establecida en el cuerpo (vista *b*).

En la vista *c* se muestra un procedimiento para introducir el aceite por la empaquetadura extrema. El muelle que comprime el disco *1* de la empaquetadura debe ser suficientemente fuerte para prevenir el empuje de la superficie de empaquetadura por la presión del aceite.

En la construcción *d* el aceite se introduce en el rabo del árbol a través del casquillo libre retenido del giro por la placa *2*, y en la construcción *e*, a través del racor flotante *3* fijado del giro por las estrías en el cuerpo.

En la construcción más compacta *f* el aceite se suministra a través del casquillo colocado en el mandrinado del árbol y fijado del giro por la arandela estriada *4*.

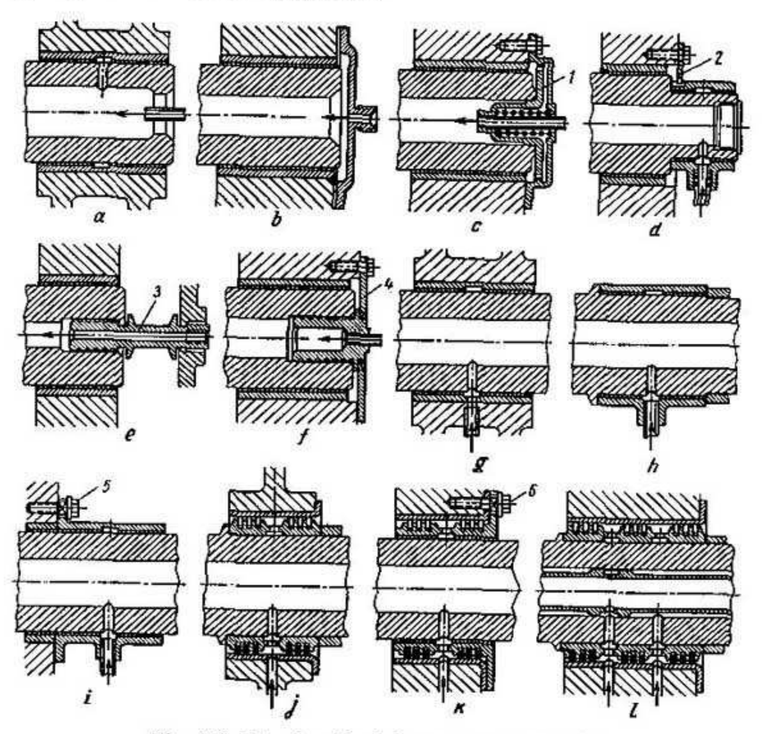


Fig. 410. Introducción del aceite en los árboles

En las instalaciones intermedias el aceite con frecuencia se suministra por la ranura anular en el cojinete (vista *g*), de donde, pasando por los agujeros radiales, llega a la cavidad del árbol.

Se emplea también el suministro del aceite por los casquillos libres fijados en el árbol (vista *h*). En la construcción *i* el casquillo está fijo en el cuerpo por la brida con ranuras radiales, en las cuales entran tornillos *5* con subcabezas. Esta construcción asegura la

fijación axial del casquillo con cierta libertad de autoajustamiento de éste en el árbol.

En caso que haya que hacer el suministro a elevada presión el aceite se introduce a través de la empaquetadura colocada en el árbol con anillos de muelle partidos (vista *j*). El cuerpo de los anillos se aprieta en el árbol entre el ribete y el casquillo espaciador.

Si no es posible tensar el cuerpo (caso de árbol liso), el cuerpo se hace flotante y se fija en las direcciones longitudinal y circunferencial con tornillos *6* con subcabezas entrantes en las ranuras radiales de la brida del cuerpo (vista *k*). Para la compactación la superficie interior del cuerpo se recubre con babbitt.

En la vista *l* se muestra una empaquetadura con anillos de muelle partidos para introducir el aceite aisladamente en dos cavidades concéntricas del árbol (por ejemplo, para el accionamiento de los servomecanismos hidráulicos instalados en el árbol).

9.36 Canalización del aceite en los árboles cigüeñales

En los árboles cigüeñales el aceite con frecuencia se suministra a través de los cojinetes principales, de donde, por los taladrados radiales, llega a las cavidades interiores de los muñones de apoyo del cigüeñal y, luego, por los agujeros en las gualderas se suministra a la cavidad de los muñones de biela para lubricar los cojinetes de biela. Una parte del aceite se deriva de la ranura anular de los cojinetes por el agujero central al cuerpo de la biela para lubricar el bulón de émbolo.

El aceite del apoyo principal se envía por los tubos inclinados a la ranura anular del cojinete de biela, de donde ingresa al taladrado en el cuerpo de la biela (fig. 411, *a*). Con este tipo de construcción se aumenta la velocidad del suministro de aceite a los puntos lubricantes en los períodos de arranque. La limpieza del sistema de aceite es muy sencilla y se realiza redondeando los tubos.

En la construcción *b* se aprovecha la rotación del árbol para centrifugar el aceite. Este, del apoyo principal pasa por el tubo inclinado a la cavidad, cerrada con tapones ciegos, del muñón de biela, donde se somete a la centrifugación.

Al cojinete de biela el aceite se suministra por el tubo radial introducido en la cavidad del muñón de biela. Los sedimientos quedan en la parte superior de la cavidad. El defecto de esta construcción reside en el debilitamiento de las gualderas del árbol por la rosca para los tapones ciegos.

En la construcción *c* las cavidades de los muñones de apoyo y de biela están cerradas con tapones ciegos cónicos; con el fin de simplificar el esmerilado a los asientos los tapones ciegos van dotados de salientes cilíndricos. El aceite se suministra por los agujeros inclinados taladrados a través de las facetas superiores de las gualderas,

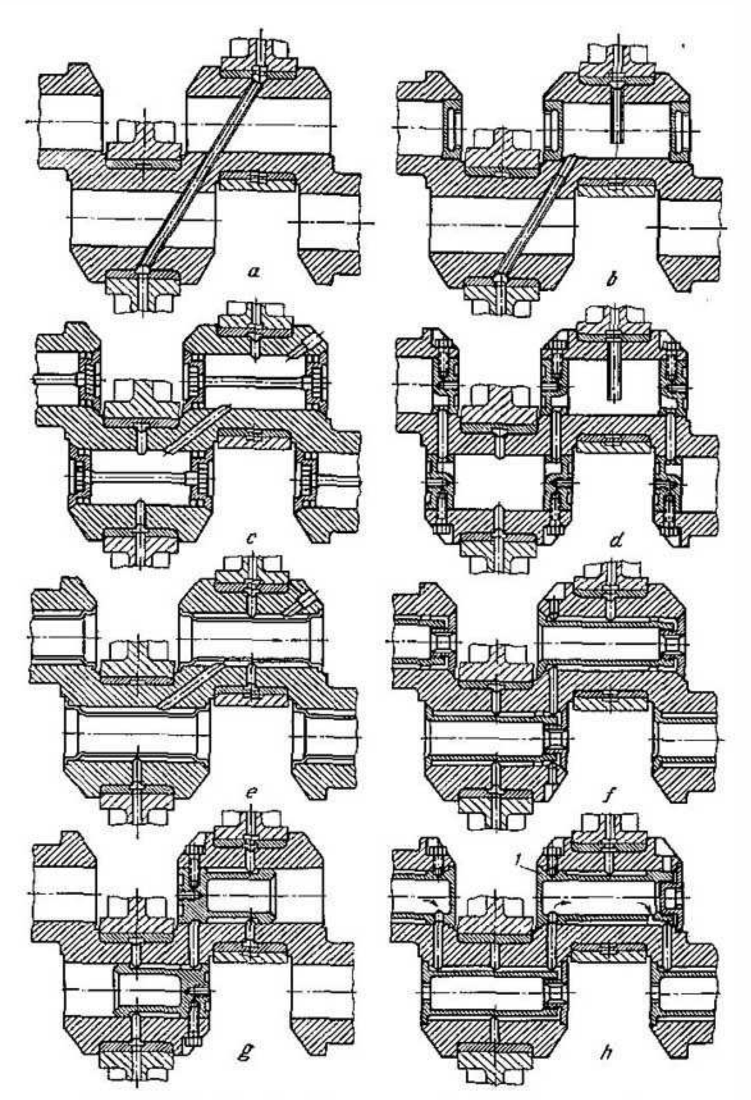


Fig. 411. Canalización del aceite en los árboles cigüeñales

luego, pasa al muñón de biela y se envía a los cojinetes de biela por los agujeros radiales. Si los agujeros están dispuestos por debajo del eje del muñón de biela, se obtiene un determinado efecto centrifugador.

El aceite que se contiene en las cavidades de los muñones de apoyo y de biela garantiza la alimentación en los períodos de arranque.

En la construcción *d* los tapones ciegos de aleación ligera se han colocado con ajuste exacto en los agujeros cilíndricos de los muñones y se han retenido con tornillos. Para simplificar el desmontaje, en los tapones se han abierto agujeros roscados. El suministro del aceite se realiza por los agujeros rectos en las gualderas del árbol, el taladrado de las cuales es más simple que el taladrado de agujeros oblicuos.

La peculiaridad de esta construcción consiste en que el aceite se suministra al muñón de biela por dos lados, desde ambos apoyos principales contiguos.

En la construcción *e*, en las cavidades de los muñones de apoyo y de biela, para acelerar el suministro de lubricante en los períodos de arranque, se han ubicado desplazadores: manguitos de acero de paredes delgadas sujetos por laminado. Esta construcción es enteriza; el sistema de aceite del árbol puede lavarse sólo por extrusión.

En la construcción *f* los desplazadores son desmontables. Las construcciones *e*, *f* son aplicables sólo en los codos situados bajo ángulo uno respecto del otro. Cuando los muñones están dispuestos en línea (muñones de biela del apoyo medio de los árboles) es difícil instalar desplazadores.

En la construcción *g* se emplean desplazadores cortos de fácil extracción.

En la vista *h* se muestra el esquema de *lubricación centrifugada*. El aceite se introduce por el apoyo principal del muñón anterior o posterior y se hace pasar por el árbol, donde el aceite se somete a la centrifugación sucesivamente en todos los codos. A los cojinetes principales el aceite se suministra a través de los taladrados radiales en el árbol. En los muñones de biela se han colocado las cápsulas *1*, en las cuales se acumulan los sedimentos. Estas cápsulas se sacan periódicamente para limpiarlas.

En el sistema mixto, el aceite se suministra a cada segundo apoyo principal. A los apoyos principales intermedios, así como a los muñones de biela llega el aceite centrifugado.

9.37 Cojinetes axiales

Por el síntoma funcional se distinguen los siguientes cojinetes axiales de contacto plano:

apoyos extremos, que sirven para fijar los árboles en sentido axial y que soportan cargas insignificantes a velocidades moderadas de rotación;

cojinetes axiales, designados para soportar grandes fuerzas axiales a elevadas velocidades de rotación.

Los apoyos extremos se hacen en forma de bridas en casquillos o arandelas, que se apoyan en los extremos del cojinete radial. El rozamiento en éstos suele ser semilíquido.

Los cojinetes axiales se hacen en forma de apoyos de rozamiento líquido con lubricación hidrodinámica o hidroestática.

Estos cojinetes colocados en árboles verticales se unifican bajo el nombre común de *quicioneras*.

9.37.1 Apoyos extremos

En la figura 412 se presentan diversidades de apoyos extremos.

En las construcciones más sencillas la superficie portante es la brida en el casquillo del cojinete, en el cual se apoya el ribete (vista *a*) o el disco acoplado (vista *b*) del árbol.

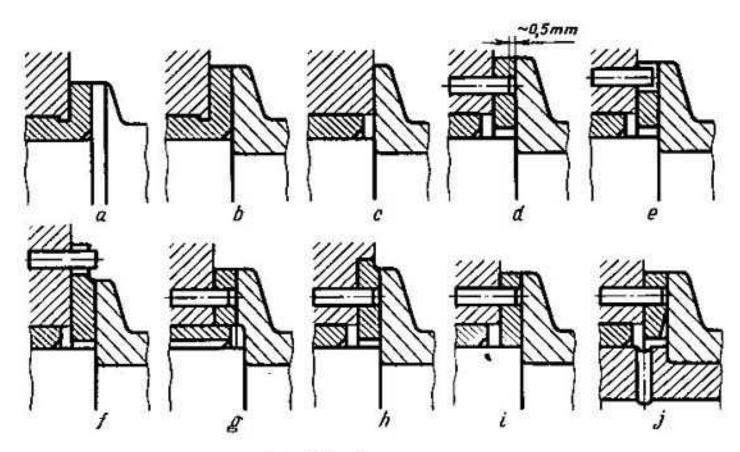


Fig. 412. Apoyos extremos

Las bridas de gran diámetro dificultan la fabricación de los cojinetes.

Si el cuerpo del cojinete se ha fabricado de metal duro (acero, fundición), con frecuencia se limita al apoyo del árbol en los extremos mecanizados del cuerpo (vista *c*). En los cuerpos fabricados de aleaciones blandas o de metales con malas propiedades antifricción, en los extremos de los cojinetes se colocan arandelas (vista *d*) de bronce o bimetálicas (discos de acero con revestimiento de metal antifricción).

Las arandelas se hacen de un espesor (0,05 ÷ 0,1) D, donde D es el diámetro exterior de la arandela (los límites inferiores para arandelas con diámetro de hasta 50 mm, los superiores, para mayores de 50 mm).

Las arandelas gruesas se retienen con pasadores metidos a presión en el cuerpo y que entran en los agujeros (vista *d*) o ranuras (vista *e*) de la arandela. Los extremos de los pasadores hunden respecto a la superficie de rozamiento, no menos que a 0,5 mm, teniendo en cuenta la posibilidad de su desgaste. Los bordes del agujero que salen a la superficie de rozamiento deben ser redondeados.

En la construcción *f* el pasador se ha sacado fuera de la superficie portante y, por consiguiente, la altura de su extremo libre no está limitada. No obstante, este procedimiento exige un considerable aumento del diámetro de la arandela.

Para fijar la arandela en el plano perpendicular al eje del árbol, es necesaria la colocación de dos pasadores situados diametralmente, y en las construcciones *e*, *f*, tres pasadores dispuestos bajo un ángulo de 120°.

Si las arandelas están centradas por el casquillo del cojinete (vista *g*) o en el cuerpo (vista *h*) basta con una espiga de retén.

Conviene evitar el centrado de la arandela por el árbol (vista *i*), ya que el momento torsional de rozamiento, haciendo girar la arandela respecto de la espiga de retén, provoca el desgaste local del árbol.

Las superficies de rozamiento de las bridas y arandelas de empuje, que trabajan a pequeñas cargas, se suelen lubricar con el aceite que sale de los extremos del cojinete. Para aumentar la circulación del aceite, en los cojinetes se practican ranuras longitudinales (vista *g*) o se suministra el aceite directamente a la arandela de empuje (vista *j*).

Las arandelas de paredes delgadas (1,5—2 mm) se retienen por los recortes en las circunferencias exterior (fig. 413, *a*, *b*), media (vista

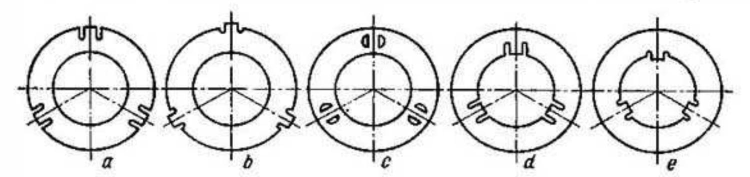


Fig. 413. Fijación de arandelas de paredes delgadas

c) o interior (vistas *d*, *e*) de la arandela, que entran en las ranuras del cuerpo (fig. 414, *a*-*g*). Para centrar las arandelas son necesarias no menos de tres ranuras. Al hacer el centrado por el casquillo del cojinete (fig. 414, *h*) basta con una ranura.

En las superficies de rozamiento (habitualmente en la superficie de material blando) se practican canales distribuidores de aceite pasantes (vista 415, *a*) o ciegos (vista *b*). Los canales oblicuos (vista *c*) y espirales (vista *d*) con inclinación en el sentido de rotación

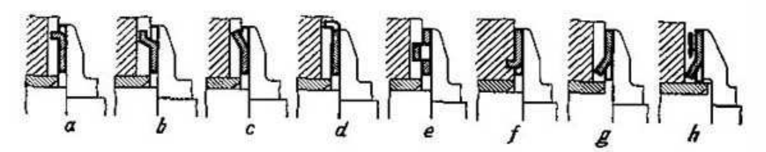


Fig. 414. Fijación de arandelas de paredes delgadas

aumentan el trasiego del aceite, en tanto que con inclinación opuesta, lo disminuyen.

Los canales se hacen con una profundidad de $s = 0{,}5 \div 1$ mm para las arandelas de gran espesor, y de $s = 0{,}3 \div 0{,}5$ mm para las

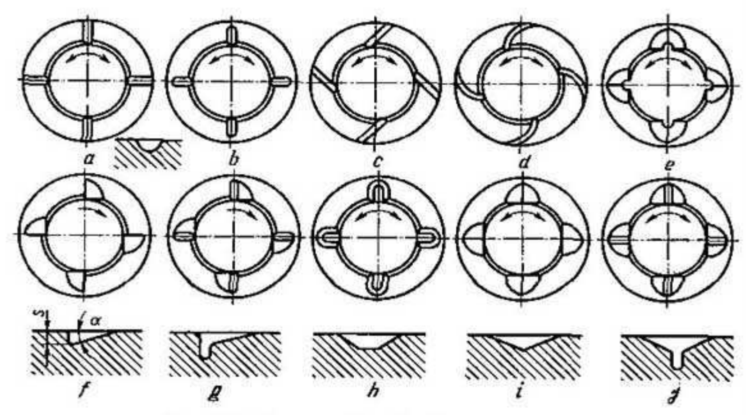


Fig. 415. Ranuras distribuidoras de aceite

delgadas (vista *f*) y se achaflanan a un ángulo $\alpha = 5 \div 15°$ en el sentido de rotación (vistas *f*, *g*). En los conjuntos reversibles los chaflanes se hacen por ambos lados del canal (vistas *e*, *h—j*).

Por equivocación se considera que estos chaflanes crean una cuña de aceite hidrodinámica. En realidad la película de aceite portante surge sólo con los ángulos de inclinación no mayores de 10′, ejecutables sólo en las arandelas de gran diámetro.

La capacidad portante de los apoyos extremos es

$$P = 10^{-2}k\,[0{,}785\,(D^2 - d^2) - F],$$

donde D y d son los diámetros exterior e interior de la arandela en mm; F es el área total de los canales distribuidores de aceite en mm²; k es la carga específica admisible ($k = 1 \div 3$ kgf/cm²).

En los apoyos extremos no cargados, con frecuencia surgen cargas casuales que no se someten a determinación y condicionadas por las inexactitudes de fabricación y de montaje (batimiento extremo de las superficies de apoyo del árbol y cojinete, torcimiento del árbol, etc.), que provocan el desgaste de las superficies de apoyo.

En la figura 416, *a* el piñón cilíndrico de dientes rectos está apoyado en el ribete anular angosto del casquillo del cojinete. Pese a la carencia de fuerzas

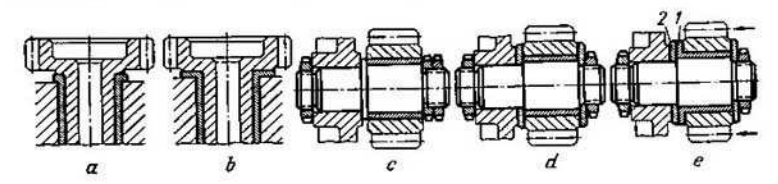


Fig. 416. Construcción de apoyos extremos

axiales calculadas (a excepción del insignificante peso del piñón), el ribete se desgasta con rapidez. En la construcción correcta (vista *b*) el casquillo se ha hecho con brida de gran diámetro.

En el conjunto de instalación de piñón en el eje horizontal (vista *c*) el error, que consiste en la insuficiencia de las superficies de apoyo, está agravado porque una de las superficies de apoyo se ha formado por el extremo de la tuerca anular y prácticamente no es posible asegurar la perpendicularidad de este extremo respecto al eje del cojinete.

En la construcción correcta (vista *d*) el piñón se ha fijado con el tope en la arandela de gran diámetro.

Si el piñón está cargado por fuerzas axiales (caso de piñón de dientes oblicuos, vista *e*), debe usarse obligatoriamente un par antifricción (la brida de bronce *1* apoyada en la arandela de acero *2*).

Si la fijación del árbol es bilateral (cojinetes fijadores) es necesario prevenir una holgura axial para compensar las deformaciones térmicas y las oscilaciones de las dimensiones axiales del árbol y del cojinete.

En los conjuntos que trabajan a temperaturas moderadas, la holgura se hace por término medio igual a $s = (0{,}003 \div 0{,}005)\,L$, donde L es la longitud del cojinete (fig. 417, *a*).

Para los cojinetes que trabajan a elevadas temperaturas y, particularmente, colocados en cuerpos de aleaciones ligeras, a esta magnitud es necesario añadir la ***holgura de dilatación*** s_d que tiene en cuenta el cambio de las dimensiones axiales del sistema con el calentamiento:

$$s_d = L\,[\alpha_c\,(t_c - t_0) - \alpha_{ár}\,(t_{ár} - t_0)],$$

donde L es la longitud del cojinete en mm; α_c y $\alpha_{ár}$ son respectivamente los coeficientes de dilatación lineal de los materiales del cuerpo y del árbol; t_c y $t_{ár}$ son respectivamente las temperaturas de trabajo

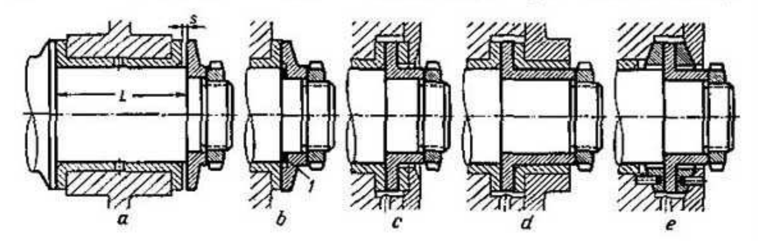


Fig. 417. Cojinetes fijadores

del cuerpo y del árbol; t_0 es la temperatura de montaje (temperatura del taller).

Supongamos que: $L = 100$ mm; $\alpha_c = 24 \cdot 10^{-6}$ (aleación a base de aluminio); $\alpha_{ár} = 11 \cdot 10^{-6}$ (acero); $t_c = t_{ár} = 90°$ C; $t_0 = 20°$ C. Entonces $s_d = 100\,(24 - 11)\,10^{-6} \times (80 - 20) \approx 0,1$ mm.

Tomando la holgura en frío $s = 0,003L = 0,3$ mm, hallamos la holgura total $s + s_d = 0,3 + 0,1 = 0,4$ mm.

En caso que sea necesario regular la holgura axial, el disco de empuje se coloca en arandelas calibradas *1* (fig. 417, vista *b*).

Para una fijación particularmente exacta se aplican arandelas de empuje de acción bilateral (vistas *c*, *d*). La holgura axial, en este caso, puede hacerse igual a varias centésimas de milímetro.

En los cojinetes intensamente cargados es mejor emplear arandelas de apoyo esféricas (vista *e*).

9.37.2 Cojinetes con arandelas flotantes

A elevadas velocidades de rotación, cuando surge el peligro del recalentamiento del cojinete, se aplican arandelas flotantes. En el cojinete elemental de acción unilateral (fig. 418, *a*) la arandela flotante de bronce *2* se coloca entre el disco acoplado *1* del árbol y el disco inmóvil de acero *3*. El aceite se suministra por el agujero en el árbol, y por los rebajos de cuña en la arandela ingresa a la superficie de rozamiento.

A una velocidad muy alta de rotación, para disminuir el desprendimiento de calor se colocan sucesivamente varias arandelas flotantes.

En el cojinete de discos múltiples de acción unilateral (vista *b*) las arandelas flotantes de bronce *5* están centradas por los cubos en el

racor *4* enmangado en el árbol. Entre ellas se han colocado arandelas flotantes de acero *6* con rebajos de cuña, centradas por las superficies exteriores de los cubos. El paquete de arandelas se apoya por un lado sobre el disco del racor y, por el otro, sobre la arandela de bronce *7* con superficie de apoyo esférica.

En el cojinete de acción bilateral (vista *c*) la carga la soportan los paquetes de arandelas de acero y de bronce que se alternan, dispuestas por ambos lados del disco de empuje *8* del árbol. El sistema

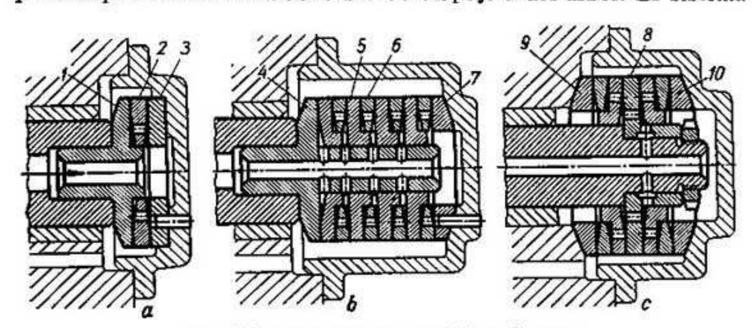


Fig. 418. Cojinetes con arandelas flotantes

se cierra con las arandelas *9* y *10* de bronce autoajustadoras. El desprendimiento de calor total en los cojinetes con discos flotantes es 2 veces menor que en los cojinetes con superficie de apoyo inmóvil con un disco flotante, 3 veces con dos, etc, Los cojinetes de discos múltiples pueden trabajar a una velocidad de rotación muy alta (~ 20 000 r.p.m.).

9.37.3 Cojinetes de collares

El cojinete de collares representa una fila de discos hechos de una sola pieza con el árbol (fig. 419, *a*) o, con frecuencia, en el casquillo acoplado (vista *b*), que entran en las ranuras anulares del cuerpo fabricado de material antifricción. En los cojinetes de grandes dimensiones, las superficies de rozamiento del cuerpo se recubren con babbitt o bronce de plomo. Entre cada uno de los discos y las superficies de trabajo se deja una holgura de algunas centésimas de milímetro.

La capacidad portante del cojinete (suponiendo que el reparto de la carga entre los discos es uniforme) es

$$P = 10^{-2} kz (D^2 - d^2),$$

donde D y d son respectivamente los diámetros exterior e interior de las superficies de rozamiento en mm; k es la carga específica admisible en kgf/cm²; z es el número de superficies de rozamiento.

El aceite se suministra a cada superficie de rozamiento, habitualmente, por los orificios radiales en el árbol (fig. 419, *a*) y en el casquillo acoplado (vista *b*). Debe ser asegurada la salida del aceite usado de cada cavidad de trabajo.

Las construcciones *a*, *b* son para el montaje radial (cuerpo, que se separa en el plano meridional). En el montaje axial los discos del

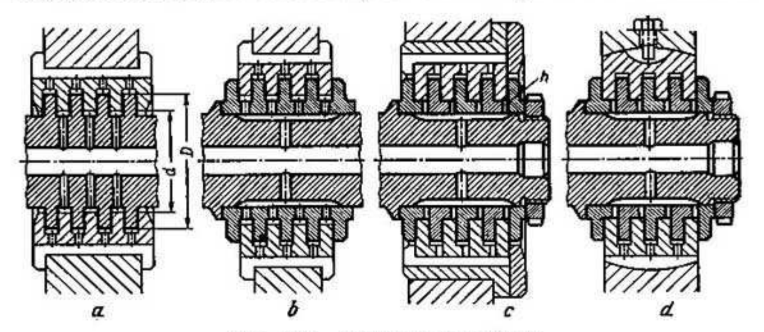


Fig. 419. Cojinetes de collares

árbol y los collares del cuerpo se hacen compuestos (vista *c*). El aceite se suministra por los canales extremos *h* fresados en los discos. Los cuerpos se encajan en el lecho rígidamente (vistas *a*—*c*) o, más preferentemente, en apoyos autoajustables (vista *d*).

La condición principal del trabajo correcto del cojinete (adherencia simultánea de todos los discos a las superficies de apoyo) presenta elevadas exigencias a la exactitud del mecanizado. Las superficies de trabajo del árbol y del cuerpo se mecanizan con cuchillas de peine y se esmerilan una vez montado el conjunto. En las construcciones con discos compuestos las dimensiones axiales se ejecutan con tolerancias severas.

9.37.4 Cojinetes con superficies de apoyo esféricas

Un tipo particular de cojinetes axiales representan los cojinetes que reciben la carga mediante el empuje en una esfera con centro por el eje de rotación del árbol. Ya que el área de contacto es muy pequeña, la velocidad del movimiento relativo en la huella de contacto es insignificante.

La capacidad portante de estos cojinetes se determina por la magnitud de la tensión de contacto según Hertz, que depende de la forma de las superficies que se tocan. Las tensiones más altas surgen al hacer contacto dos esferas; menores, al hacer contacto una superficie plana con una esfera, y las más inferiores, al hacer contacto una esfera con una superficie cóncava esférica con radio igual a (1,01 ÷

$\div$ 1,02) *R* de la esfera. En todos los casos las tensiones disminuyen con el aumento del diámetro de las esferas.

Los cuerpos de apoyo se fabrican de aceros para cojinetes de bolas del tipo ShJ15, ShJ15SG y se someten a tratamiento térmico hasta la dureza *HRC* 62—65.

La carga admisible sobre la esfera se acepta en los límites de 0,01—0,02 de la carga de rotura a la compresión. Para la esfera de diámetro, por ejemplo, de 10 mm, la carga de rotura a la compresión entre dos planos es igual a $5 \cdot 10^4$ kgf, la carga admisible es $(0{,}01 \div 0{,}02)\ 5 \cdot 10^4 = 500 \div 1000$ kgf.

En la figura 420 se presentan diversidades de apoyos esféricos. En la construcción *a*, la punta esférica enmangada en el árbol se

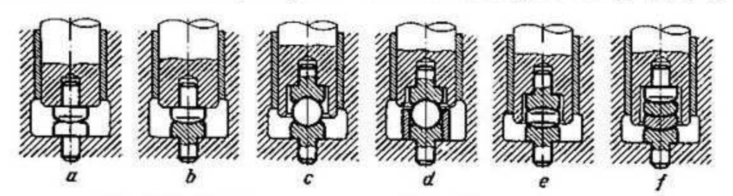


Fig. 420. Quicioneras con superficies de empuje esféricas

apoya sobre el gorrón plano colocado en el cuerpo. La construcción *b* con gorrón esférico se distingue por su capacidad portante más alta. La construcción *c* con esfera completa posee la ventaja de que la esfera, debido a la no coaxialidad de las superficies de apoyo que prácticamente siempre tiene lugar, gira al trabajar y el desgaste se distribuye bastante uniformemente por la superficie de la esfera. En la construcción *d* la esfera se fija complementariamente, valiéndose del casquillo centrado por el gorrón inferior.

En la construcción *e* con dado flotante y con superficies esféricas de empuje de gran radio, la velocidad del movimiento relativo en las áreas de contacto disminuye aproximadamente 2 veces. Los apoyos destinados a soportar grandes fuerzas axiales a elevadas velocidades de rotación se ejecutan en forma de paquete de arandelas de menisco flotantes autoajustadoras (vista *f*).

Los cojinetes con apoyos esféricos se emplean en el caso de carga unilateral, preferentemente en los conjuntos con árboles verticales, donde es más fácil asegurar el autocentrado de los cuerpos esféricos de rozamiento.

9.37.5 Quicioneras hidráulicas

En las quicioneras hidráulicas la carga axial la soporta la almohada de aceite en la cavidad cerrada, alimentada por bomba. El árbol se mantiene en posición vertical constante, mediante los dispositivos distribuidores de aceite.

En la construcción elemental (fig. 421, *a*) el aceite se suministra al canal anular *m* de la quicionera, de donde por el rebajo plano *n* y el agujero radial en el árbol pasa al espacio cerrado bajo el extremo del árbol. La posición representada en la figura (el borde del rebajo plano toca el borde del canal anular) es de equilibrio: el canal conductor de aceite está cerrado; el aceite no se suministra bajo el extremo del árbol. Al descender el árbol el agujero radial se comunica con la ranura anular, el aceite pasa al extremo del árbol, haciéndole regresar a la posición inicial. De este modo, el árbol oscila continuamente con pequeña amplitud cerca de la posición de equilibrio.

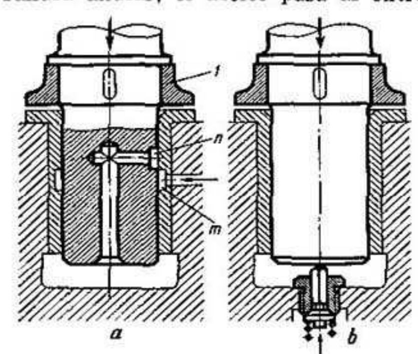


Fig. 421. Quicioneras hidráulcas

El rebajo plano que asegura la apertura instantánea de grandes secciones contribuye a disminuir la amplitud de las oscilaciones.

La arandela de empuje *1* dispuesta con pequeña holgura respecto a la brida de la quicionera, sirve para fijar el árbol en las paradas.

En la construcción *b* la alimentación adicional de la almohada de aceite se realiza mediante la válvula de aguja, dirigida por el árbol. La posición de equilibrio es la posición, cuando el extremo del árbol toca ligeramente el rabo de la válvula que se encuentra en posición cerrada. Al descender el árbol se abre la válvula y el aceite pasa a la cavidad, haciendo regresar el árbol a la posicición inicial.

La capacidad portante de las quicioneras hidráulicas depende de la presión del suministro del aceite y del área de la sección del árbol. A presiones de 30–40 kgf/cm² la capacidad de carga es comparable con la capacidad portante de las quicioneras mecánicas de las mismas dimensiones radiales.

Ejemplo.

El diámetro del árbol $d = 50$ mm; la presión de alimentación $p = 30$ kgf/cm². La capacidad portante $P = 0{,}785d^2 \cdot p = 0{,}785 \cdot 5^2 \cdot 30 = 600$ kgf.

El rozamiento (se tiene en cuenta el rozamiento por la almohada de aceite) es insignificante.

Si la almohada de aceite se alimenta desde la bomba con accionamiento independiente, en los períodos de arranque y deceleración se carece de rozamiento semilíquido en la arandela *1*.

Los defectos de las quicioneras hidráulicas son la alta presión del aceite, el gasto relativamente alto de potencia para crear la almohada de aceite y la fijación insuficientemente precisa del árbol en dirección axial.

Las quicioneras hidráulicas se emplean para los árboles de pequeño diámetro (de hasta 50 mm como término medio), cargados por fuerzas de hasta 1000 kgf. A grandes cargas, es mejor emplear cojinetes hidroestáticos energéticamente más ventajosos (véase la pág. 523).

9.37.6 Cojinetes axiales hidrodinámicos

9.37.6.1 Cojinetes con superficies portantes inclinadas

En la figura 422 se muestra el esquema de un cojinete con superficie portante inclinada. El plano *1* se mueve a una velocidad v respecto a la superficie inmóvil *2* de longitud L y anchura B, inclinada a un ángulo α. El aceite atraído por el plano, al llegar a la holgura estrecha tiende a esparcirse por los extremos laterales y al borde de entrada de la superficie *2*. Las fuerzas de la viscosidad del aceite, que obstaculizan la corriente, elevan la presión en la capa de aceite (diagrama superior). El aceite que queda después de su salida, al pasar por el lugar más angosto de la holgura, desplaza el plano *1* de la superficie inclinada, creando una capa de aceite que se restablece continuamente, cuyo espesor mínimo es igual a h_0. La presión que se desarrolla en la capa de aceite permite al sistema soportar las cargas perpendiculares a la dirección del movimiento. La resultante R de las fuerzas de presión de la capa de aceite se encuentra a la distancia $l = (0{,}55 \div 0{,}65)\ L$ del borde anterior de la superficie inclinada.

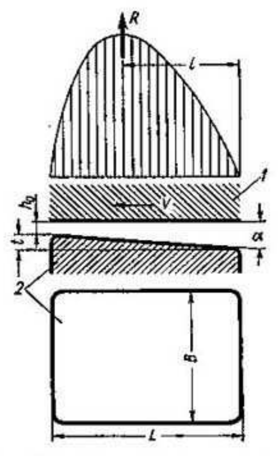


Fig. 422. Esquema de un cojinete con cuña de aceite

La condición obligatoria para formar la cuña de aceite reside en redondear suavemente el borde anterior (en sentido del movimiento) de la superficie portante.

El espesor mínimo h_0 de la capa de aceite es proporcional a la viscosidad del aceite η, a la velocidad de movimiento v, inversamente proporcional a la carga P y depende de la relación L/B y del ángulo de inclinación α. Si h_0 excede la magnitud crítica h_{cr} con la cual es

posible el contacto de las superficies metálicas, en el cojinete tiene lugar un rozamiento puramente líquido.

Como demuestra la teoría, la capacidad portante se determina por un factor adimensional (número de Gümbel)

$$\ddot{\mathrm{Gu}} = \frac{Ph_0^2}{\eta v L B^2} = \frac{kh_0^2}{\eta v B}, \tag{150}$$

donde P es la carga axial en kgf; η es la viscosidad del aceite en kgf·s/m²; v es la velocidad de movimiento en m/s; L y B son res-

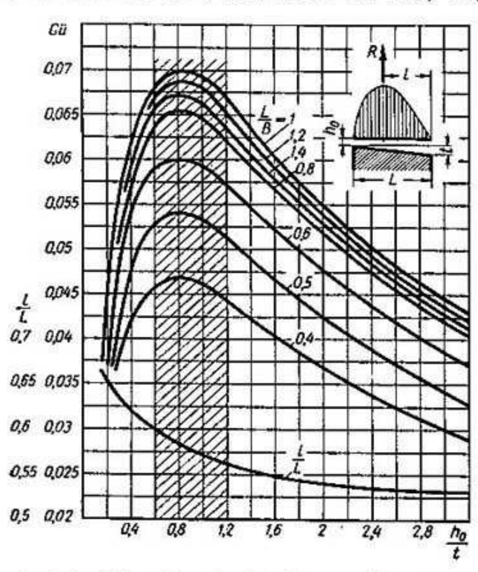


Fig. 423. Magnitud de Gü en función de h_0/t, para distintos valores de L/B

pectivamente la longitud y la anchura de la superficie inclinada en m; h_0 es el espesor mínimo de la capa de aceite en m; $k = \frac{P}{LB}$ es la carga específica en kgf/m².

La capacidad portante del cojinete, conforme a la ecuación (150), es

$$P = \ddot{\mathrm{Gu}} \frac{\eta v L B^2}{h_0^2}. \tag{151}$$

En la figura 423 se aporta, para los distintos L/B, la magnitud Gü en función de h_0/t, donde t es la altura máxima de la pendiente. El valor de Gü (y por consiguiente, también la capacidad portante

del cojinete) es máximo (Gü = 0,07) siendo $h_0/t = 0,8$ y $L/B = 1$. El coeficiente de rozamiento, en este caso, es próximo al mínimo.

Las pequeñas inclinaciones de los valores óptimos no influyen esencialmente en la magnitud de Gü. Siendo $h_0/t = 0,6 \div 1,2$ (zona rayada en el gráfico) y $L/B = 1 \div 1,4$, la magnitud de Gü oscila en los límites de $0,067 \div 0,07$. A estos valores de h_0/t y L/B hay que atenerse en la elaboración de proyectos.

En el mismo gráfico se ha construido la curva de l/L (l es la distancia de la resultante de las fuerzas de presión hasta el borde anterior de la superficie inclinada). Para el valor óptimo de $h_0/t = 0,8$ la relación $l/L = 0,58$.

En los cojinetes del tipo descrito (t = const) la relación h_0/t, y con ésta también Gü, varían al oscilar el régimen de trabajo, debido al cambio de h_0. Es peligrosa la disminución de h_0 (aumento de la carga, caída de la viscosidad del aceite). Por eso, para crear una reserva de la capacidad portante es conveniente que en el cálculo para el régimen nominal se apliquen valores algo elevados de $h_0/t = 1 \div 1,2$, con el fin de que al aumentar la carga, el cojinete pase al régimen óptimo.

El coeficiente de rozamiento es

$$f = 3\sqrt{\frac{\eta v}{kB}} = 3\,\frac{h_0}{B}\sqrt{\frac{1}{\text{Gü}}}. \qquad (152)$$

El trabajo por segundo de rozamiento es

$$N = Pfv = 3Pv\sqrt{\frac{\eta v}{kB}}. \qquad (153)$$

El desprendimiento de calor por segundo es

$$R = \frac{N}{427} \approx 0,007Pv\sqrt{\frac{\eta v}{kB}}. \qquad (154)$$

La salida de aceite por segundo de por debajo de la superficie inclinada es

$$Q = 0,7 \cdot 10^3\ Bvh_0. \qquad (155)$$

La ecuación del balance térmico (suponiendo que todo el calor es absorbido por el aceite) es

$$R = Q\gamma c\,(t - t_0), \qquad (156)$$

donde γ es el peso específico del aceite en kgf/l; c es la capacidad calorífica del aceite en cal/kgf° C; t_0 y t son respectivamente la temperatura del aceite en la entrada y en la salida del cojinete.

La temperatura media de la capa de aceite es

$$t_{med} = \frac{t + t_0}{2}. \qquad (157)$$

En los cojinetes axiales de discos las superficies inclinadas se ejecutan en forma de segmentos, separados por canales conductores de aceite (fig. 424). Habitualmente, el número de segmentos es 6—8.

La anchura del segmento es

$$B = \frac{D - d}{2}, \tag{158}$$

donde D y d son los diámetros exterior e interior del disco.

La velocidad por la circunferencia media es

$$v = \frac{\omega d_{med}}{2} = \frac{\pi n d_{med}}{60},$$

donde ω es la velocidad angular de rotación del árbol; n es la velocidad de rotación del árbol en r.p.m.

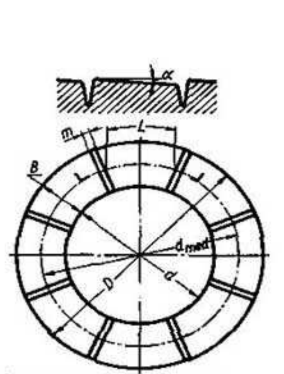


Fig. 424. Esquema de un cojinete axial de disco

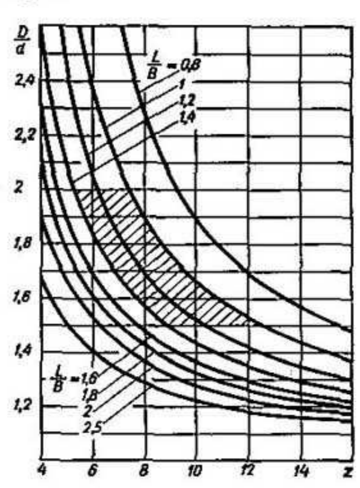


Fig. 425. Relación D/d en función de z, para distintos valores de L/B

La longitud del segmento por la circunferencia media es

$$L = \frac{\pi d_{med} \beta}{z} = \frac{\pi (D + d) \beta}{2z}, \tag{159}$$

donde z es el número de segmentos; β es el coeficiente de utilización de la circunferencia, igual a

$$\beta = \frac{\pi d_{med} - zm}{\pi d_{med}} = 1 - \frac{zm}{\pi d_{med}}, \tag{160}$$

donde m es la anchura de los canales conductores de aceite por la circunferencia media (teniendo en cuenta los redondeos en los bordes de los canales). Habitualmente $\beta = 0,8 \div 0,85$.

De las ecuaciones (158) y (159) obtenemos

$$\frac{D/d+1}{D/d-1}=\frac{z}{\pi\beta}\cdot\frac{L}{B}. \qquad (161)$$

Sobre la base de esta expresión se ha construido el gráfico (fig. 425) de D/d en función de z para distintas relaciones de L/B (se acepta que $\beta = 0{,}85$). La zona de los valores más utilizados de L/B y D/d está rayada.

La capacidad portante total del apoyo, conforme a la ecuación (151), es

$$P=\frac{z\eta vLB^2}{h_0^2}\,\ddot{\mathrm{G}}\ddot{\mathrm{u}}=\frac{\eta n\beta F^2}{60h_0^2}\,\mathrm{G\ddot{u}}, \qquad (162)$$

o bien

$$P=0{,}017\,\frac{\eta nF^2\beta}{h_0^2}\,\mathrm{G\ddot{u}}, \qquad (163)$$

donde η es la viscosidad del aceite en cP; F es el área portante del cojinete en cm²; h_0 es la holgura mínima en μ; n es la velocidad del árbol en r.p.m.

Los valores de Gü se hallan por el gráfico (véase la fig. 423) según sean los valores aceptados de h_0/t y L/B. Para los valores óptimos ($h_0/t = 0{,}8 \div 1 : L/B = 1$) el número de Gü $= 0{,}07$ y la fórmula (163) toma la forma

$$P=1{,}2\cdot10^{-3}\,\frac{\eta nF^2\beta}{h_0^2}, \qquad (164)$$

donde las designaciones son las mismas que en la fórmula (163).

Como se ve de las expresiones (163) y (164) la capacidad de carga del apoyo se eleva bruscamente con el aumento del área portante F y con la disminución de la holgura mínima h_0.

El ángulo α de inclinación de la superficie portante se determina de la expresión

$$\mathrm{tg}\,\alpha=\frac{t}{L}. \qquad (165)$$

Para los valores óptimos de $t = 1{,}25h_0$

$$\mathrm{tg}\,\alpha=\frac{1{,}25h_0}{L}. \qquad (166)$$

Para los valores habituales de la relación $h_0/L = 0{,}00025 \div 0{,}0005$, en los apoyos de discos

$$\mathrm{tg}\,\alpha=0{,}0003\div0{,}001 \quad (\alpha=1\div4').$$

En el cálculo de proyecto se suelen prefijar la carga P, la velocidad de rotación n, la viscosidad del aceite η; hace falta hallar las dimensiones del apoyo.

La magnitud mínima de h_0 en μ que garantiza el rozamiento líquido se determina por la fórmula empírica

$$h_0 = a\sqrt{d_{med}}. \quad (167)$$

Si la fabricación y montaje es minucioso el coeficiente $a = 0,7 \div 1$, para los apoyos de exactitud ordinaria $a = 1 \div 1,5$.

Prefijando el valor aproximado de d_{med}, se determina por esta fórmula h_0 y, tomando previamente $\beta = 0,85$, se halla por la fórmula (163) el área portante del cojinete F.

Eligiendo d, por razonamientos constructivos, se calcula la relación D/d por la fórmula

$$F = \frac{\pi}{4}\beta d^2\left[\left(\frac{D}{d}\right)^2 - 1\right] \quad (168)$$

y por el gráfico de la figura 425 se determina el número entero próximo de segmentos z (es preferible que sea par), que asegura los valores aceptables de $L/B = 1 \div 1,4$.

Después de esto se precisa la magnitud β y si es necesario se reitera el cálculo.

El diámetro exterior es

$$D = (D/d)\, d.$$

El diámetro medio es

$$d_{med} = \frac{D + d}{2}.$$

Si la magnitud d_{med} se distingue considerablemente de la aceptada al determinar h_0 por la fórmula (163), se realiza el recálculo.

La carga específica en las superficies portantes es

$$k = \frac{P}{zBL}.$$

En las construcciones ejecutadas, la carga específica por término medio es de 20-50 kgf/cm² y si la fabricación y el montaje se han hecho minuciosamente alcanza 100 kgf/cm².

Conforme a la fórmula (152) el coeficiente de rozamiento es

$$f = 6,7\cdot 10^{-5}\sqrt{\frac{\gamma n d_{med}}{kB}} = 3\cdot 10^{-4}\frac{h_0}{B}\sqrt{\frac{1}{\ddot{\mathrm{Gu}}}}, \quad (169)$$

donde η viene dado en cP; k en kgf/cm²; B y D_{med}, en cm; n, en r.p.m.

El ángulo de inclinación α, según la fórmula (165), es

$$\mathrm{tg}\,\alpha = \frac{t}{L} = \frac{h_0}{L\,(h_0/t)}. \quad (170)$$

Al hacer el cálculo de comprobación (vienen dadas las dimensiones y el régimen del cojinete) se determina la magnitud h_0 y se compara con el valor admisible por la fórmula (167).

El cálculo térmico se lleva a cabo por el método de aproximación sucesiva. Se prefija el valor de prueba de la temperatura media de la capa de aceite, se halla (para la especie establecida de aceite) la viscosidad de trabajo del aceite y se calcula el desprendimiento de calor por segundo, según la fórmula (154).

La salida total por segundo de aceite es

$$Q' = zQ \tag{171}$$

donde z es el número de segmentos; Q es la salida de aceite por debajo del segmento, determinada por la fórmula (155).

Por la ecuación del balance térmico (156) se halla la temperatura media t_{med} de la capa de aceite. Si el valor obtenido de t_{med} se distingue del previo, el cálculo se realiza de nuevo hasta la coincidencia.

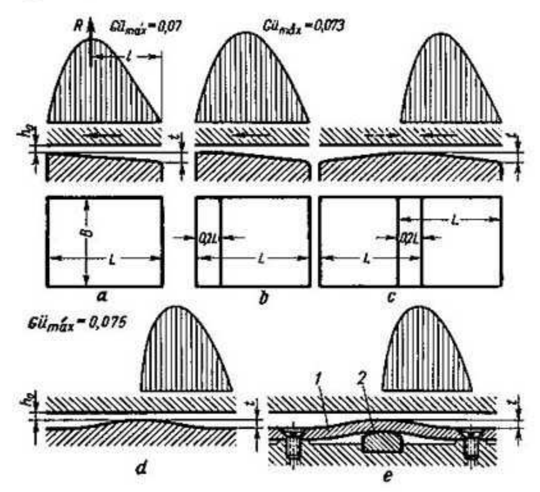


Fig. 426. Esquemas de cojinetes con superficies de apoyo inclinadas

En la figura 426, *a* — *e* se muestran las diversidades principales de cojinetes con superficies de apoyo inclinadas. En los esquemas se exponen los valores máximos de Gü.

Para simplificar la fabricación los segmentos se suelen ejecutar con las áreas planas (vista *b*) que son la base para mecanizar las superficies inclinadas. Hidrodinámicamente la anchura óptima del área es $0{,}2L$. Las demás correlaciones geométricas, la capacidad portante y el orden de cálculo de los segmentos con áreas planas son las mismas que para los segmentos inclinados.

Los segmentos de los apoyos reversibles se hacen con dos biseles simétricos de inclinación opuesta (vista *c*). Su capacidad portante es aproximadamente 2 veces menor que la de los segmentos con bisel unilateral. El coeficiente de rozamiento es mayor que el de los apoyos de una cuña $\left(f = 5{,}3 \sqrt{\frac{\eta v}{kB}}\right)$.

Los cojinetes reversibles de perfil sinusoidal (vista *d*) para la misma relación h_0/t poseen una capacidad portante algo mayor que los cojinetes con biseles bilaterales. Su tratamiento mecánico es considerablemente más complejo. En la construcción *e* la ondulación se crea por la deformación elástica del disco portante *1* por medio de las cuñas *2*. Esta construcción permite regular la magnitud t_0.

Son mejores los apoyos reversibles con arandela flotante intermedia *2* (fig. 427, *a*) colocada entre el disco de empuje *1* del árbol y la superficie de apoyo inmóvil *3*. En las superficies superior e inferior de la arandela se han practicado

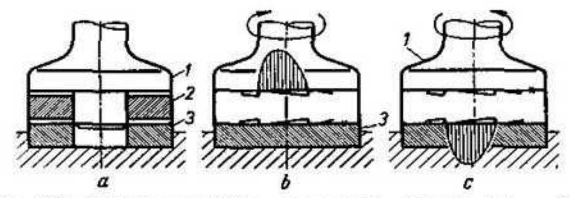


Fig. 427. Cojinete reversible con arandela flotante intermedia

biseles especularmente invertidos. Al girar el disco de empuje en sentido de las agujas del reloj (vista *b*) las cuñas de aceite se forman por el lado superior de la arandela. Por el lado opuesto, donde no hay efecto hidrodinámico, surge rozamiento semilíquido que retiene la arandela respecto a la superficie de apoyo *3*.

Al girar el árbol en dirección contraria (vista *c*) la arandela gira junto con el disco de empuje *1* del árbol por las cuñas de aceite que se forman en la superficie *3*.

Las superficies portantes de los cojinetes de dimensiones pequeñas y medianas se hacen en forma de discos de bronce antifricción con áreas inclinadas fresadas y con canales distribuidores de aceite. En la producción en serie las superficies de trabajo se fabrican por estampado calibrado en frío, que garantiza elevada exactitud y pureza de las superficies.

Las superficies portantes de los cojinetes con dirección constante de rotación se hacen con biseles unilaterales (fig. 428, *a*), las de los cojinetes reversibles, con biseles bilaterales (vista *b*).

La profundidad de los canales conductores del aceite es $k = 1 \div 1{,}5$ mm, la anchura es $m = 2 \div 5$ mm. Los bordes de los canales se redondean suavemente, las circunferencias interiores de los discos se achaflanan a un ángulo de 45° con cateto, por lo menos igual a *m*.

Los discos de los cojinetes, que soportan carga de dirección constante, se centran en el cuerpo por el diámetro exterior y se retienen de la rotación con pasadores (fig. 429, *a*). Si en el sistema existe holgura axial, es mejor sujetar el disco apretándolo con ayuda de la

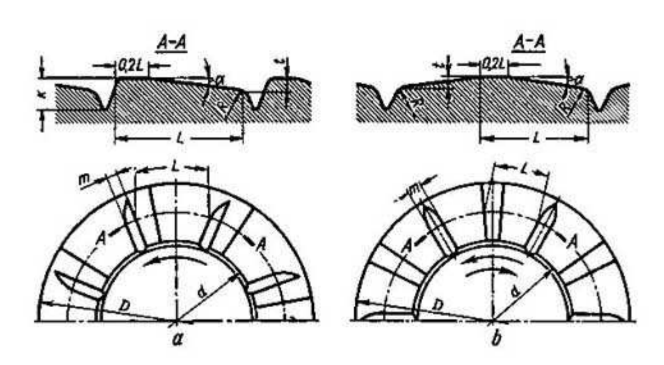


Fig. 428. Discos con superficies portantes inclinadas

arandela *1* (vista *b*) colocada sobre la guarnición elástica *2*. El diámetro centrador D', en este caso, debe ser mayor que el diámetro D de la superficie de trabajo.

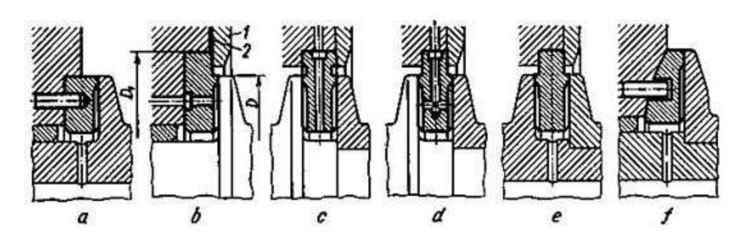


Fig. 429. Instalación de discos en los cuerpos

El aceite se suministra a las superficies de trabajo por el árbol (vista *a*) o el cuerpo (vista *b*).

Los discos de los cojinetes de acción bilateral se sujetan habitualmente por apriete. Para la salida del aceite se prevén canales anulares (vista *c*) o las superficies de trabajo se hacen por encima de las de sujeción (vista *d*).

El aceite se suministra del cuerpo por los agujeros radiales del disco (vistas *c*, *d*) o a través del árbol (vista *e*).

Para evitar los torcimientos, es conveniente colocar las arandelas de apoyo en esferas (vista *f*).

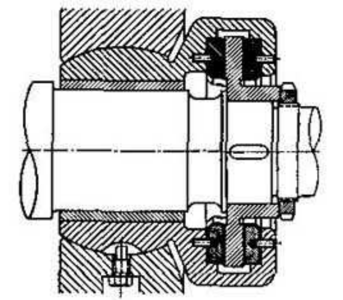


Fig. 430. Cojinete de segmento autoalineador de acción bilateral

En los cojinetes de grandes dimensiones los segmentos se hacen compuestos (fig. 430); la superficie de trabajo de los segmentos se revisten con babbitt o con bronce de plomo.

9.37.6.2 Cojinetes axiales de una y dos cuñas

El procedimiento más simple para formar apoyos de una cuña consiste en dar a la superficie del disco (fig. 431, *a*) o de la arandela (vista *b*) una oblicuidad reglamentada, respecto al plano de rotación. Entre las superficies se forma una holgura cuneiforme que se ensancha en dirección circular por ambos lados del punto *A* de mayor aproximación de las superficies, y en sentido radial a medida que se acerca al centro. Si el ángulo de la cuña por la circunferencia es bastante pequeno, en la parte de la holgura que se estrecha en el sentido de rotación surge presión hidrodinámica que se propaga a un ángulo de ~ 60° desde el punto *A* hacia el lado opuesto a la rotación (áreas rayadas). La presión es máxima en el punto *A* y disminuye en las direcciones circunferencial y radial a medida que aumenta la holgura.

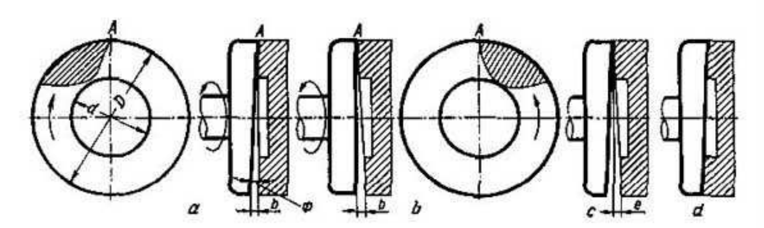


Fig. 431. Apoyos de una cuña con superficies oblicuas

Con disco oblicuo la zona de presión se desplaza junto con el árbol respecto a la arandela, y con arandela oblicua, resulta inmóvil.

El aceite, habitualmente, se suministra a través de los agujeros centrales del árbol o de la arandela.

La inclinación de las superficies se determina por la condición de la igualdad del ángulo de la cuña por la circunferencia al ángulo hidrodinámico α ($\operatorname{tg}\alpha = 0{,}0003 \div 0{,}001$).

El batimiento extremo b del disco (o de la arandela) es:

$$b = \frac{\pi D}{2}\operatorname{tg}\alpha.$$

El ángulo φ de torcimiento de la arandela es

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{b}{D} = \frac{\pi}{2}\operatorname{tg}\alpha. \qquad (172)$$

Si, por ejemplo $\operatorname{tg}\alpha = 0{,}0006$ y $d = 100$ mm, entonces

$$\operatorname{tg}\varphi = 1{,}57 \cdot 0{,}0006 \approx 0{,}001$$

$$b = 0{,}001 \cdot 100 = 0{,}1 \text{ mm}.$$

La superficie opuesta a la superficie inclinada debe ser severamente perpendicular al eje de rotación. Si ambas superficies se han ejecutado con inclinación (fig. 431, *c*), el árbol adquiere oscilaciones en sentido axial de amplitud *e* y de frecuencia igual a la velocidad de rotación.

Si los ángulos de inclinación de las superficies del disco y de la arandela son próximos por su magnitud absoluta, entonces una vez en cada revolución (en caso que coincidan las inclinaciones), la cuneiformidad de la holgura resulta igual a cero (vista *d*), debido a lo cual en el cojinete surge periódicamente el rozamiento semilíquido.

El defecto de los cojinetes de una cuña es la aplicación excéntrica de la resultante de las fuerzas de presión de la capa de aceite (la excentricidad por término medio es igual a $0{,}8D/2$). El árbol se somete al momento flector $M_{flec} \approx 0{,}4P$ (donde P es la fuerza axial) en el plano que, con disco oblicuo, está inmóvil, y con arandela oblicua, gira respecto al árbol.

Los apoyos de dos cuñas aseguran la aplicación central de la fuerza. El procedimiento más sencillo para formar dos cuñas reside en dar a la superficie del disco o de la arandela una forma cilíndrica ligeramente cóncava (fig. 432, *a*, *d*) o convexa (vistas *b*, *c*). Las zonas de presión, en este caso, están situadas simétricamente en los cuadrantes lindantes a los puntos A de máxima aproximación, por el lado opuesto al sentido de rotación. La magnitud b en estos cojinetes debe ser dos veces menor que en los de una cuña. Las superficies planas deben ser rigurosamente perpendiculares al eje de rotación.

Los cojinetes de estos tipos se utilizan para soportar pequeñas cargas, cuando el empleo de apoyos de cuñas múltiples más complejos no se justifica económicamente.

Otro procedimiento para formar cuñas de aceite reside en colocar arandelas de apoyo en esfera. La cuña de aceite se forma como resultado de la inclinación de la arandela en sus desplazamientos, en el lecho esférico.

El procedimiento más sencillo para obtener inclinación consiste en el desplazamiento reglamentado del eje de la espiga de retén en el lecho, respecto al eje del alojamiento para la espiga de retén en la arandela.

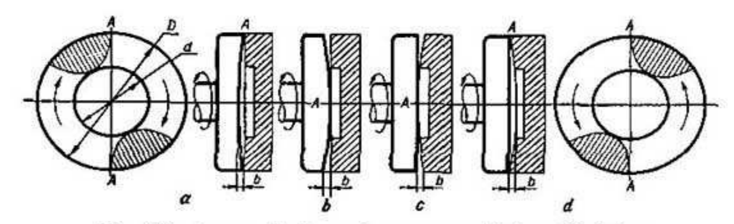


Fig. 432. Apoyos de dos cuñas con superficies cilíndricas

Si se dispone el eje del retén por encima del eje del alojamiento a la distancia Δh (fig. 433, *a*), la arandela, al colocar la espiga, se eleva por el lecho con la particularidad de que se forma una holgura que

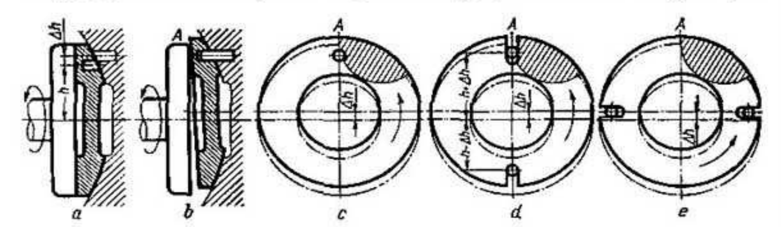


Fig. 433. Esquema de formación de la cuña de aceite en cojinetes con apoyo esférico

se ensancha en forma cuneiforme a partir del punto *A* de máxima aproximación de la arandela y el disco (vista *b*). En el cuadrante lindante al punto *A* por el lado de aproximación del disco se forma una zona de presión (vista *c*).

Si el retén se dispone por debajo del centro del alojamiento, al colocar la arandela ésta desciende por el lecho y la holgura cuneiforme se forma por el lado inferior de la arandela.

Al hacer la retención con dos espigas que entran en las ranuras de la arandela, la inclinación se logra desplazando las espigas a la distancia Δh respecto al centro del lecho (vista *d*) o trasladando las espigas a Δh respecto al eje horizontal del lecho (vista *e*).

Determinemos la magnitud Δh que garantiza la creación de la cuña hidrodinámica.

Sea la distancia entre el centro del alojamiento (punto A, fig. 434) y el eje de la arandela

$$h = R_{esf} \operatorname{sen} \beta = \psi D \operatorname{sen} \beta, \tag{173}$$

donde β es el ángulo nominal de la colocación de la espiga; R_{esf} es el radio de la esfera; $\psi = R_{esf}/D$ es la relación del radio de la esfera al diámetro D de la arandela ($\psi = 0,8 \div 1$).

Para la disposición habitual de la espiga por la circunferencia media de la arandela

$$h = \frac{d_{med}}{2} = \frac{D+d}{4}$$

y

$$\operatorname{sen} \beta = \frac{h}{R_{esf}} = \frac{D+d}{4R_{esf}} = \frac{D+d}{4\psi D} = \frac{1+d/D}{4\psi}.$$

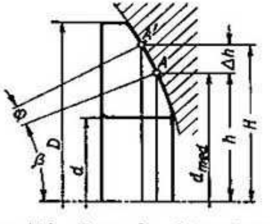


Fig. 434. Para la determinación de la magnitud Δh

Supongamos que el centro de la espiga (punto A') está situado con un desplazamiento Δh, es decir, a la distancia $H = h + \Delta h$ del eje del lecho. Al hacer la colocación por la espiga (coincidencia de los puntos A y A'), la arandela se alabea a un ángulo φ determinado por la expresión

$$\operatorname{sen}(\beta + \varphi) = \frac{H}{R_{esf}} = \frac{h + \Delta h}{\psi D}.$$

Sustituyendo en esta expresión el valor de h de la ecuación (173), obtenemos

$$\Delta h = H - h = \psi D [\operatorname{sen}(\beta + \varphi) - \operatorname{sen} \beta]. \tag{174}$$

Para crear la cuña hidrodinámica debe observarse la condición

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{\pi}{2} \operatorname{tg} \alpha,$$

donde α es el ángulo hidrodinámico ($\operatorname{tg} \alpha = 0,0003 \div 0,001$).

Ejemplo.

Sea $D = 100$ mm; $d/D = 0,5$; $\psi = 1$ y $\operatorname{tg} \alpha = 0,0006$ ($\alpha = 2'20''$). Entonces

$$\operatorname{sen} \beta = \frac{1 + d/D}{4\psi} = 0,375 \quad (\beta = 22^\circ);$$

$$\operatorname{tg} \varphi = 1,57 \cdot 0,0006 \approx 0,001 \quad (\varphi = 3'3'')$$

De la expresión (174) obtenemos

$$\Delta h = \psi D [\operatorname{sen}(\beta + \varphi) - \operatorname{sen} \beta] = 100 [\operatorname{sen} 22^\circ 3'30'' - \operatorname{sen} 22^\circ] =$$
$$= 100 (0,376 - 0,375) = 100 \cdot 0,001 = 0,1 \text{ mm}$$

De este modo, el desplazamiento indispensable para crear la cuña hidrodinámica es insignificante y para la exactitud ordinaria de fabricación se encuentra en los límites de las tolerancias. En las construcciones ejecutadas, casi siempre se observan desplazamientos de este orden y, por consiguiente, en mayor o menor grado se asegura la lubricación hidrodinámica. Por esto principalmente se explica la elevada capacidad portante, observada hace tiempo, de las arandelas

en apoyos esféricos. Reglamentando el desplazamiento, puede garantizarse una lubricación hidrodinámica estable con parámetros óptimos.

Al retener las arandelas esféricas con una espiga, la cuña hidrodinámica se crea también como resultado del desplazamiento de la arandela por las fuerzas de rozamiento.

La arandela retenida por la espiga *1* (fig. 435, *a*), bajo la acción de las fuerzas de rozamiento *T* gira en torno de la espiga en sentido opuesto al de rotación (vista *b*) y, desplazándose por la superficie esférica se alabea, además, en el

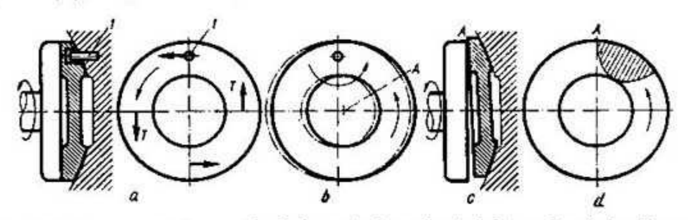


Fig. 435. Esquema de formación de la cuña de aceite bajo la acción de las fuerzas de rozamiento

sector *A* (vista *c*) su extremo se levanta y en el cuadrante mixto por el lado de aproximación del disco se forma la zona de presión (vista *d*).

El grado de cuneiformidad depende de la correlación de las magnitudes del momento de las fuerzas de rozamiento y de la carga axial que tiende a volver la arandela a la posición central.

El defecto de las arandelas esféricas reside en la aplicación excéntrica de la resultante de las fuerzas de presión de la capa de aceite. En los apoyos de dos cuñas las arandelas se seccionan en el plano ecuato-

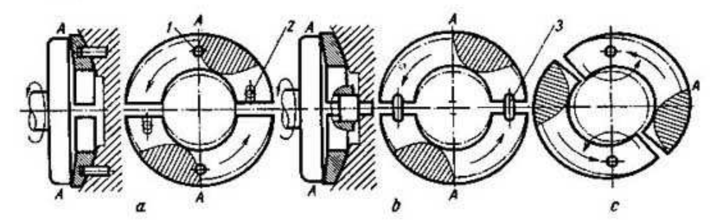


Fig. 436. Cojinetes de dos cuñas en apoyos esféricos

rial (fig. 436, *a*), asegurando la cuneiformidad con la separación de las espigas de retén *1* (las espigas *2* evitan que giren las semiarandelas), con la apertura de las semiarandelas valiéndose de las espigas *3* establecidas en el corte (vista *b*), o utilizando el giro de las semiarandelas por las fuerzas del rozamiento (vista *c*).

En la figura 437 se muestra un ejemplo constructivo de un cojinete axial con arandela esférica.

La relación d/D se suele tomar igual a 0,5. El radio de la esfera es $R_{esf} = (0,8 \div 1)$. Para los valores mayores de R_{esf} se dificulta el autoajustamiento, y para los menores, las dimensiones axiales del apoyo aumentan considerablemente.

El suministro del aceite a la superficie de la esfera es indispensable. En las superficies de trabajo de las arandelas se abren canales distribuidores de aceite con biseles unilaterales en el caso de dirección constante de rotación, y bilaterales para los cojinetes reversibles.

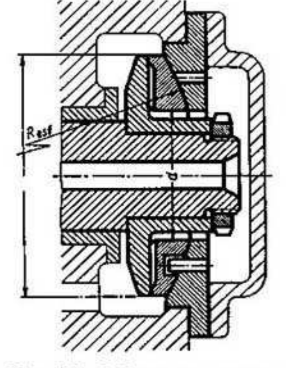


Fig. 437. Cojinete con arandela esférica

9.37.6.3 Cojinetes con superficies portantes escalonadas

En los cojinetes con superficies portantes escalonadas (fig. 438, *a*) la película fluida se forma debido a la impulsión del aceite en la holgura h entre el disco de empuje y los segmentos inmóviles y la estrangulación del flujo de aceite en la hendidura angosta h_0 entre el escalón y el disco.

Para las correlaciones óptimas (longitud del rebajo $\lambda \approx 0,7L$; $h_0/t = 0,8 \div 1$) la capacidad portante de los cojinetes escalonados es aproximadamente la misma que la de los de cuñas.

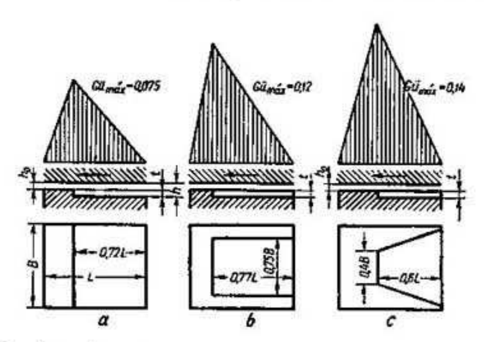


Fig. 438. Cojinetes con superficies portantes escalonadas

Poseen elevada capacidad portante los cojinetes escalonados con bordes de cierre (vistas *b*, *c*) que limitan la salida del aceite en direcciones radiales.

En la fig. 439 se dan los valores de Gü en función de h_0/t para distintos L/B (para las magnitudes óptimas de λ para cada valor de L/B). Para comparación en el gráfico se da la curva de Gü (línea punteada) para el cojinete de cuña con la relación óptima de $L/B = 1$.

Como se ve en el gráfico la capacidad portante de los cojinetes escalonados con bordes de cierre es considerablemente mayor que la de los de cuñas. La capacidad portante crece con el aumento de la relación L/B por encima de *1*, mientras que en los cojinetes de cuñas la capacidad portante tiene el máximo siendo $L/B = 1$ (véase la fig. 423).

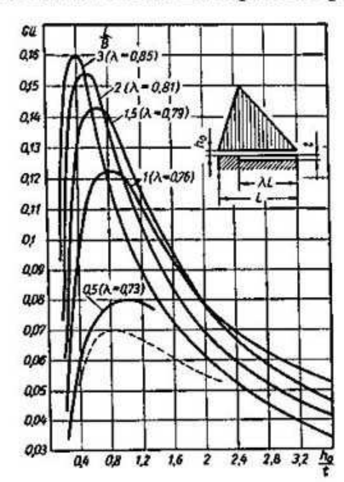


Fig. 439. Magnitud Gü en función de h_0/t (cojinetes escalonados)

No obstante, los valores máximos de la capacidad de carga de los cojinetes escalonados, particularmente, con grandes relaciones de L/B están encerrados en límites muy angostos de h_0/t, de donde se desprende que tales cojinetes son muy sensibles a las oscilaciones del régimen de trabajo.

Teniendo en cuenta esta particularidad, el valor de L/B se elige en los límites de $1 \div 1{,}5$ (los valores inferiores se emplean a grandes velocidades de rotación, los superiores, a bajas). En este caso, los valores óptimos de $h_0/t = 0{,}6 \div 1$, $\lambda = 0{,}76 \div 0{,}8$, en tanto que Gü $= 0{,}12 \div 0{,}14$, es decir, sobrepasa 1,7-2 veces el número de Gümbel para el cojinete de cuña con parámetros óptimos.

En lo demás el cálculo de los cojinetes escalonados es el mismo que para los de cuñas.

Los cojinetes escalonados reversibles se ejecutan con rebajos simétricos (fig. 440, *a*) o con arandela intermedia flotante (véase la fig. 427).

En la construcción según la figura 440, *b* la reversibilidad se asegura introduciendo las válvulas de retención *1* y *2* en los agujeros suministradores de aceite. Al girar en la dirección indicada con la saeta llena, la válvula *1* está cerrada por la presión del aceite en el rebajo, y la válvula *2* está abierta por la presión creada por la bomba. Al girar en sentido opuesto (saeta punteada) la válvula *2* está cerrada, y la válvula *1* está abierta. A consecuencia de esto, cualquiera que sea la dirección en el rebajo se crea una capa de aceite portante.

Los cojinetes de este tipo pueden trabajar en el período de arranque como hidroestáticos, y en régimen de trabajo como hidrodinámicos.

Es racional el empleo de segmentos escalonados autoajustadores (vista *c*).

En la figura 441 se representa la confección constructiva de discos con superficies de apoyo escalonadas para la rotación unilateral *a* y bilateral *b*.

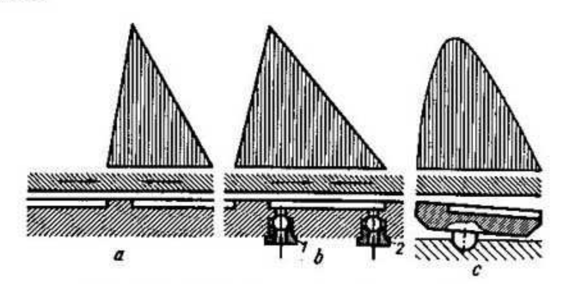


Fig. 440. Cojinetes escalonados reversibles

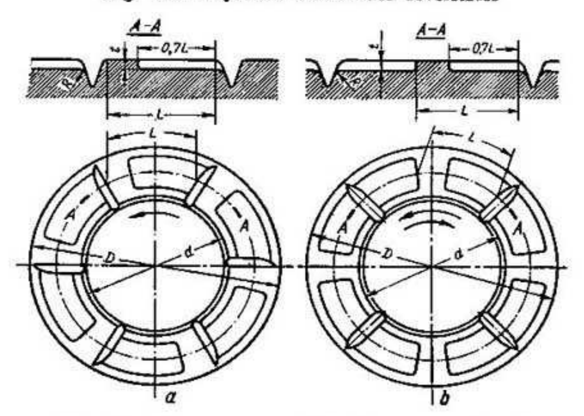


Fig. 441. Discos con superficies de apoyo escalonadas

9.37.6.4 Cojinetes con segmentos autoajustadores

En los cojinetes de este tipo los segmentos se colocan en articulaciones que se apoyan sobre la superficie inmóvil (fig. 442).

A cualquier angulo α de inclinación del segmento la resultante de las fuerzas de presión de la capa de aceite pasa por el eje de la articulación. Por consiguiente, la posición de la articulación (coordenada l en la vista *a*) prefija un valor completamente determinado de h_0/t

que queda constante cualesquiera que sean las oscilaciones del régimen de trabajo. Conforme al gráfico (véase la fig. 423) al valor óptimo $h_0/t = 0,8$ le corresponde la coordenada $l = 0,58L$. Si se sitúa la articulación en este punto, las características óptimas se conservan en todas las oscilaciones del régimen de trabajo. En esto reside la

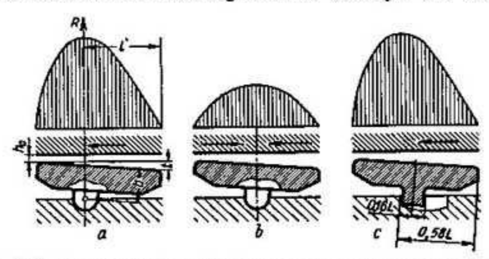


Fig. 442. Esquemas de cojinetes con segmentos autoajustables

ventaja y la distinción principal de los cojinetes con segmentos autoajustadores en comparación con los cojinetes de segmentos inmóviles, cuyas características varían con las oscilaciones del régimen.

Conforme al gráfico (véase la fig. 423) la dimensión admisible de l, con la cual Gü $= 0,07 \div 0,067$ (zona rayada en el gráfico) es muy restringido: $l = (0,56 \div 0,6)\ L$. Al variar esta dimensión las características del cojinete empeoran bruscamente. Así, por ejemplo, siendo $l = 0,53$ ($h_0/t = 3$) el número de Gümbel disminuye (para el cojinete con $L/B = 1$) hasta 0,045, es decir, la capacidad portante del cojinete disminuye $\frac{0,07}{0,045} = 1,55$ veces en comparación con la máxima.

La distancia b del centro de la articulación al plano de deslizamiento del segmento (fig. 442, a), esencialmente no influyen en el autoajustamiento y puede oscilar en límites bastante amplios.

Los cojinetes con segmentos autoajustadores se calculan por las ecuaciones (151) — (164), es decir, del mismo modo que con segmentos inmóviles.

En los cojinetes reversibles las articulaciones se colocan en el centro de los segmentos (vista b). La capacidad portante de estos cojinetes es considerablemente menor que la de los cojinetes con disposición óptima de las articulaciones.

Es mejor la construcción de segmentos trasladables (vista c) con dos apoyos de cuchilla, la distancia entre los cuales es igual a $0,16L$. El pie de apoyo del segmento se ha colocado en la cavidad con fondo cóncavo. Al variar el sentido de rotación el segmento, bajo la acción de las fuerzas de rozamiento, se desplaza a lo largo de la cavidad hasta el tope de las cuchillas en sus paredes extremas. Si el árbol gira en el sentido indicado en la figura 422, c, entonces trabaja el apoyo izquierdo; el centro de balanceo del segmento está situado a la distancia óptima $0,5L + 0,08L = 0,58L$, del borde anterior del segmento. El apoyo de-

recho estando dispuesto en el hueco de la cavidad, no impide el autoajustamiento del segmento. Al girar en sentido opuesto trabaja el apoyo de la derecha también con posición óptima del centro de balanceo.

Los segmentos de los cojinetes poco cargados se fabrican de bronces antifricción. En los cojinetes altamente cargados las superficies de trabajo de los segmentos se revisten con babbitt o bronce de plomo.

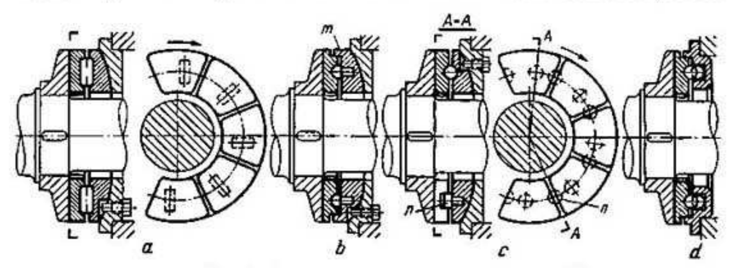


Fig. 443. Cojinetes con segmentos autoajustables

Los segmentos se colocan en la arandela (como regla, con superficie de apoyo esférica) valiéndose de articulaciones cilíndricas (fig. 443, *a*) o esféricas (vista *b*).

Las articulaciones esféricas son preferentes, ya que aseguran el autoajustamiento de los segmentos no sólo en sentido circunferencial, sino también en el radial, lo que contribuye a compensar los errores de fabricación.

Las articulaciones cilíndricas fijan los segmentos en las direcciones radial y circunferencial, así como del giro en el plano de rotación. En las articulaciones esféricas los segmentos se retienen de giro, va-

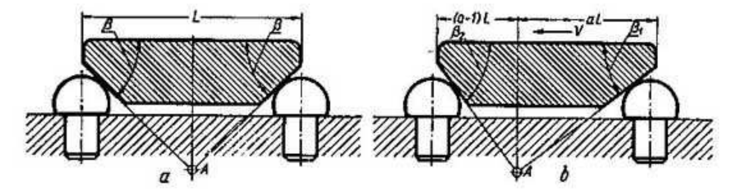


Fig. 444. Colocación de segmentos en apoyos intermedios

liéndose de los rebordes *m* en la arandela de apoyo, o de las espigas *n* (vista *c*) situadas en los intermedios entre los segmentos y que entrán en los alojamientos semicirculares en los extremos de los segmentos.

El autoajustamiento de los segmentos puede asegurarse también mediante los topes esféricos o cilíndricos situados en los intermedios entre los segmentos (fig. 444).

La posición del centro de balanceo A de los segmentos depende de los ángulos de los chaflanes β en los extremos de los segmentos.

Si los ángulos β son iguales (vista *a*) el centro de balanceo se encuentra en el eje de simetría del segmento, desviándose insignificantemente de esta posición en el autoajustamiento del segmento en los límites de los valores de trabajo de los ángulos α.

Para desplazar el centro de balanceo a la distancia aL del borde anterior (en dirección del movimiento) (vista *b*), es necesario hacer el ángulo β_1 del chaflán anterior, menor que el ángulo β_2 del chaflán posterior conforme a la correlación

$$\frac{\operatorname{tg}\beta_1}{\operatorname{tg}\beta_2}=\frac{1-a}{a}.$$

Para el valor óptimo de $a = 0{,}58$

$$\frac{\operatorname{tg}\beta_1}{\operatorname{tg}\beta_2}=0{,}74.$$

En todas las construcciones descritas la distribución uniforme de la carga entre los segmentos puede alcanzarse sólo mediante la fabricación exacta de los segmentos y de sus apoyos, que asegura la disposición de las superficies de deslizamiento en un plano.

Los sistemas más perfectos son los sistemas *con nivelación automática de la carga en los segmentos.*

En la construcción según la figura 445, *a* los segmentos *1* están apoyados sobre bolas ubicadas en la ranura anular cerrada de la aran-

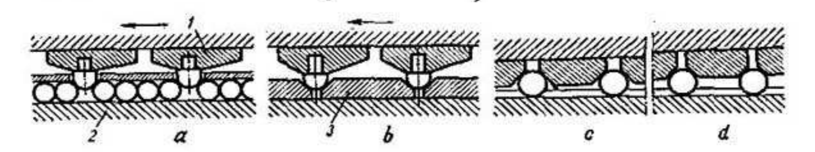


Fig. 445. Dispositivos igualadores

dela de apoyo *2*. El aumento de la carga en uno de los segmentos le obliga a sumergirse en el intermedio entre las bolas, lo que provoca el ascenso de los segmentos menos cargados.

En la construcción *b* el mecanismo nivelador consta de una serie de dados flotantes *3* (que tienen en el plano forma de segmento) ubicados en la ranura anular de la arandela de apoyo. La acción del mecanismo es análoga a la del anterior. Uno de los dados debe fijarse del desplazamiento en sentido circunferencial.

En la vista *c* se muestra un mecanismo autonivelador para colocar los segmentos con los extremos achaflanados en los apoyos intermedios esféricos. A diferencia de los esquemas mostrados en la figura 444, las esferas se colocan libremente en la ranura anular de la arandela de apoyo, lo que garantiza la igualación automática de la carga. Uno de los segmentos debe fijarse del desplazamiento en sentido circunferencial.

Los dispositivos igualadores aseguran también el autoajustamiento del cojinete en total y, por consiguiente, hacen sobrante el empleo de arandelas de apoyo esféricas.

Observemos esto en el ejemplo del mecanismo igualador según el esquema de la fig. 445, *c*. Supongamos que el disco de apoyo del árbol se ha ejecutado con oblicuidad. En el sector más angosto de la holgura (vista *c*) los segmentos descienden a los intermedios entre las bolas, separando las últimas, lo que provoca la aproximación de las bolas y el ascenso de los segmentos en el sector ancho opuesto de la holgura (vista *d*). Las superficies de deslizamiento de los segmentos, gracias al autoajustamiento de los últimos se disponen en un plano inclinado. Al mismo tiempo se garantiza el reparto uniforme de la carga entre los segmentos.

El cojinete autoalineador con mecanismo igualador de bolas, ejecutado según el esquema de la figura 445, *a*, se muestra en la figura 443, *d*.

Ejemplo del cálculo.

Supongamos que $P = 5000$ kgf; $n = 1000$ r.p.m.; $\eta = 50$ cP. Se pide determinar las dimensiones del cojinete hidrodinámico con segmentos autoajustadores.

Prefijando el valor previo de $d_{med} = 170$ mm y tomando en la fórmula (167) $a = 1,5$, obtenemos

$$h_0 = 1,5\sqrt{170} \approx 20\ \mu.$$

El área portante F la determinamos por la fórmula (164) para Gü $= 0,07$. Aceptando previamente $\beta = 0,85$, hallamos

$$F = 29\cdot 20\sqrt{\frac{5000}{50\cdot 1000\cdot 0,85}} = 200\ \text{cm}^2.$$

De la fórmula (168) hallamos la relación D/d:

$$\frac{D}{d} = \sqrt{\frac{4F}{\pi\beta d^2} + 1} = \sqrt{\frac{4\cdot 200}{0,85\cdot 12^2} + 1} = 1,75$$

Según la figura 425, a este valor, siendo $z = 6$, le corresponde $L/B = 1,5$, y siendo $z = 8$, $L/B = 1,15$. Adoptemos $z = 8$. Por razonamientos constructivos tomamos $d = 12$ cm.

El diámetro exterior es

$$D = 1,75\cdot 12 = 21\ \text{cm}.$$

El diámetro medio es

$$d_{med} = \frac{21 + 12}{2} = 16,5\ \text{cm}.$$

Recalcular la magnitud h_0 no hace falta, ya que la diferencia entre el valor previo de d_{med} (17 cm) y la obtenida no es significante.

La anchura del segmento es

$$B = \frac{D - d}{2} = \frac{21 - 12}{2} = 4,5\ \text{cm}.$$

La longitud del segmento por la circunferencia media es

$$L = 1,15\cdot 4,5 = 5,2\ \text{cm}.$$

Tomando la distancia entre los segmentos 6 mm y el radio de los redondeos a la salida y entrada en el segmento $R = 2$ mm, obtenemos el intermedio total entre los segmentos $m = 6 + 4 = 10$ mm.

De acuerdo con la fórmula (160), hallamos

$$\beta = 1 - \frac{8}{\pi \cdot 16,5} = 0,845,$$

es decir, no es necesario el recálculo de la magnitud β.

La longitud activa del segmento es

$$L = 5,2 - 2R = 5,2 - 0,4 = 4,8 \text{ cm}.$$

La relación efectiva $L'/B = 4,8/4,5 = 1,07$ es próxima a la óptima, debido a lo cual la elección de la magnitud de Gü $= 0,07$ está fundamentada.

La carga específica en los segmentos es

$$k = \frac{P}{zL'B} = \frac{5000}{8 \cdot 4,8 \cdot 4,5} = 29 \text{ kgf/cm}^2.$$

La articulación la disponemos a la distancia óptima $l = 0,58L'$ del borde anterior

$$l = 0,58 \cdot 4,8 = 2,9 \text{ cm}.$$

Para el valor óptimo $t = 1,25h_0$, conforme a la fórmula (166)

$$\text{tg}\,\alpha = 1,25\frac{h_0}{L} = 1,25 \cdot 10^{-4}\frac{20}{4,8} = 0,00052;$$

$$\alpha = 1'50''.$$

La velocidad por la circunferencia media del cojinete es

$$v = \frac{\pi n \cdot 0,165}{30 \cdot 2} = 8,65 \text{ m/s}.$$

El coeficiente de rozamiento lo determinamos por la fórmula (152):

$$f = 3 \cdot 10^{-3}\sqrt{\frac{50 \cdot 8,65}{29 \cdot 4,5}} = 0,0054.$$

Por la fórmula (153) hallamos el gasto de potencia en el rozamiento

$$N = 5000 \cdot 8,65 \cdot 0,0054 = 235 \text{ kgf} \cdot \text{m/s} = 2,3 \text{ kW}.$$

El desprendimiento de calor por segundo es

$$R = \frac{N}{427} = \frac{235}{427} = 0,55 \text{ cal/s}.$$

La salida por segundo de aceite para todos los segmentos es

$$Q = 0,7z \cdot 10^{-5}Bvh_0 = 0,7 \cdot 8 \cdot 10^{-5} \cdot 4,5 \cdot 8,65 \cdot 20 = 0,043 \ l/\text{s}.$$

El aumento de la temperatura del aceite en el cojinete lo determinamos por la fórmula (156), tomando $\gamma = 0,9$ kgf/l; $c = 0,5$ cal/kgf$\cdot$°C:

$$t - t_0 = \frac{0,55}{0,043 \cdot 0,9 \cdot 0,5} = 28° \text{ C}.$$

Supongamos que la temperatura del aceite a la entrada es $t_0 = 30°$ C. Entonces la temperatura media del aceite en el cojinete es

$$t_{med} = 30 + \frac{28}{2} = 44° \text{ C}.$$

La especie de aceite la elegimos del cálculo, que a 44° C la viscosidad del mismo sea igual a 50 cP.

9.37.7. Cojinetes axiales hidroestáticos

En los cojinetes hidroestáticos la fuerza portante se crea con el suministro del aceite desde la bomba, bajo el disco de apoyo (fig. 446). El aceite a través del estrangulador *1* llega a la bolsa *2* con borde de cierre *3*. La presión en dicha bolsa depende de la correlación entre la sección del estrangulador y la sección variable h de la hendidura. Con el aumento de la carga esta hendidura disminuye y la presión en la bolsa incrementa hasta la presión creada por la bomba. Esto corresponde al régimen de la capacidad portante máxima.

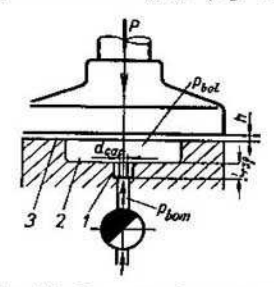


Fig. 446. Esquema de un cojinete hidroestático

En el caso de carga de impacto la presión en la bolsa, como resultado del aumento brusco de la resistencia hidráulica (del taponado hidráulico) del estrangulador, puede exceder considerablemente la presión creada por la bomba.

Para aumentar la capacidad de soportar las cargas dinámicas en los estanguladores se colocan válvulas de retención.

Los cojinetes hidroestáticos poseen las siguientes ventajas en comparación con los hidrodinámicos:

carencia de rozamiento semilíquido en los regímenes de arranque y deceleración;

espesor considerablemente más grande de la capa de aceite y, por consiguiente, menor coeficiente de rozamiento;

menor gasto de potencia en el rozamiento (contando la potencia del accionamiento de la bomba).

A sus defectos se refieren la sensibilidad a las oscilaciones de régimen, la necesidad de una instalación de bombeo complementaria, la filtración minuciosa del aceite y la separación de las burbujas de aire.

La insuficiente rigidez de los cojinetes hidroestáticos, condicionada por el gran espesor de la capa de aceite, puede elevarse considerablemente valiéndose de dispositivos distribuidores de aceite especiales.

Los cojinetes hidroestáticos son muy sensibles a los alabeos. Al inclinarse el disco (fig. 447, *a*), el gasto del aceite a través del sector amplio de la hendidura aumenta y la presión en la bolsa disminuye, además el estrangulador empieza, en este caso, a limitar la alimentación del aceite. En el punto de mayor aproxi-

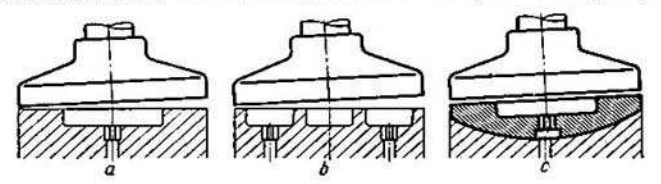


Fig. 447. Influencia que ejercen los alabeos en la capacidad de carga

mación del disco y la arandela de empuje, incluso a alabeos moderados, puede aparecer el contacto metálico.

La caída de la capacidad portante se previene dividiendo el cojinete en bolsas aisladas (vista *b*) alimentadas por una bomba a través del estrangulador (fig. 448, *a*) o, más preferentemente, por bombas independientes para cada bolsa (vista *b*). En este caso, la presión en las bolsas, en los sectores de aproximación

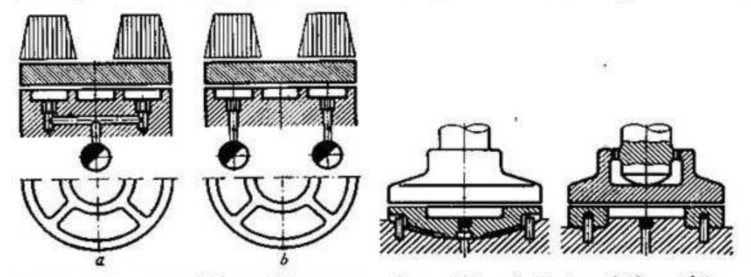


Fig. 448. Cojinetes hidroestáticos con bolsas

Fig. 449. Cojinetes hidroestáticos autoalineadores

del disco y de la superficie portante, se conserva e incluso aumenta algo, lo que evita el contacto metálico y garantiza el trabajo del cojinete en régimen de rozamiento líquido, aunque con capacidad portante reducida (debido a la reducción de la presión en las demás bolsas).

La rigidez de los cojinetes con bolsas alimentadas por bombas independientes, es considerablemente mayor que la de los cojinetes con bolsa anular.

Es mejor ejecutar los cojinetes autoalineadores (véase la fig. 447, *c*). En este caso, la superficie portante en los alabeos conserva el paralelismo respecto al disco.

Las construcciones de cojinetes autoalineadores se muestran en la figura 449.

9.37.7.1 Capacidad portante. Pérdidas en el rozamiento

En la figura 450 se muestra el diagrama de presiones en un cojinete hidroestático. La presión p_b en la bolsa es constante y en la hendidura cae casi rectilíneamente hasta cero en la periferia del cojinete (vista *a*).

Con suficiente exactitud el diagrama de presiones puede sustituirse por un rectángulo (vista *b*) de p_b de altura y con la base igual al diámetro d_{ef} de la superficie portante efectiva F_{ef} determinada de la correlación

$$F_{ef} = F_b + \frac{F_{hen}}{2}, \tag{175}$$

donde F_b es el área de la bolsa (F_b = 0,785d^2); F_{hen} es el área de la hendidura,

$$F_{hen} = 0{,}785D^2 [1 - (d/D)^2]. \tag{176}$$

Sustituyendo en la expresión (175) los valores de F_b y F_{hen}, obtenemos

$$F_{ef} = 0{,}39D^2 [1 + (d/D)^2]. \tag{177}$$

El diámetro efectivo es

$$d_{ef} = 0{,}7D \sqrt{1 + (d/D)^2}. \tag{178}$$

La capacidad portante de los cojinetes hidrostáticos es máxima y las pérdidas en el rozamiento son próximas al mínimo siendo d/D = 0,5 (son aceptables los límites de d/D = 0,4 ÷ 0,6).

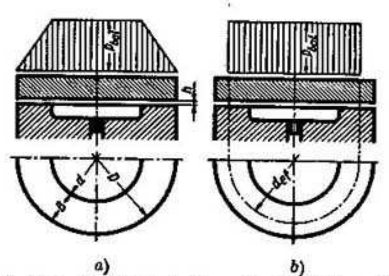


Fig. 450. Para el cálculo de los cojinetes hidroestáticos

Aceptando d/D = 0,5, obtenemos de las fórmulas (178) y (176)

$$d_{ef} = 0{,}8D; \tag{179}$$

$$F_{ef} = 0{,}5D^2; \tag{180}$$

$$F_{hen} = 0{,}59D^2. \tag{181}$$

La capacidad portante del cojinete es

$$P = p_b F_{ef} = 0{,}785 p_b d_{ef}^2. \tag{182}$$

y siendo d/D = 0,5, es igual a

$$P = 0{,}5 p_b D^2. \tag{183}$$

La salida del aceite a través de la holgura h por la ecuación de Reynolds es

$$Q=\frac{p_b h^3}{12\eta}\cdot\frac{B}{S}, \tag{184}$$

donde B es la anchura de la hendidura $\left(B=\frac{D-d}{2}\right)$; S es la longitud de la hendidura por la circunferencia exterior ($S=\pi D$); η es la viscosidad dinámica del aceite.

Por cuanto

$$p_b=P/F_{ef},$$

entonces

$$Q=\frac{Ph^3}{12F_{ef}\eta}\cdot\frac{B}{S}, \tag{185}$$

de donde

$$P=\frac{12F_{ef}\eta Q}{h^3}\cdot\frac{S}{B}. \tag{186}$$

La relación

$$S/B=\frac{2\pi}{1-d/D}, \tag{187}$$

siendo $d/D=0,5$

$$S/B=4\pi. \tag{188}$$

En este caso

$$P=\frac{150\cdot F_{ef}\eta Q}{h^3}. \tag{189}$$

El gasto de potencia en el accionamiento de la bomba en kgf·m/s es

$$N_{bom}=\frac{Qp_{bom}}{\eta_{bom}}, \tag{190}$$

donde Q es el gasto de aceite por el cojinete en m³/s; p_{bom} es la presión creada por la bomba en kgf/m²; η_{bom} es el rendimiento de la bomba (teniendo en cuenta las pérdidas en el trasiego del aceite por la válvula reductora se toma $\eta_{bom}=0,6\div0,8$).

Sustituyendo en la ecuación (190) el valor de Q de la ecuación (185), obtenemos

$$N_{bom}=\frac{Ph^3}{F_{ef}12\eta}\cdot\frac{B}{S}\cdot\frac{p_{bom}}{\eta_{bom}}. \tag{191}$$

El gasto de potencia en el rozamiento en la hendidura (el rozamiento en la bolsa lo despreciamos) es

$$N_{roz}=Tv, \tag{192}$$

donde v es la velocidad de movimiento por la circunferencia media de la hendidura,

$$v=\frac{\omega d_{\text{med}}}{2}=\frac{\pi n(D+d)}{120};$$

T es la fuerza circunferencial por la circunferencia media igual, conforme a la ley de Newton, a

$$T=\frac{\gamma v F_{\text{hen}}}{h}. \tag{193}$$

El coeficiente de rozamiento es

$$f=\frac{T}{P}=\frac{\eta v F_{\text{hen}}}{Ph}=\frac{\eta v}{kh}[1-(d/D)^2], \tag{194}$$

donde k es la carga específica media en el cojinete,

$$k=\frac{P}{0,785D^2}. \tag{195}$$

Siendo $d/D=0,5$

$$f=0,75\frac{\eta v}{kh}. \tag{196}$$

El gasto de potencia en el rozamiento, según las fórmulas (192) y (193), es

$$N_{\text{roz}}=\frac{\eta v^2 F_{\text{hen}}}{h}. \tag{197}$$

El gasto total de potencia es

$$N=N_{\text{bom}}+N_{\text{roz}}=\frac{P}{F_{\text{ef}}}\cdot\frac{h^3}{12\eta}\frac{B}{S}\cdot\frac{p_{\text{bom}}}{\eta_{\text{bom}}}+\frac{\eta v^2 F_{\text{hen}}}{h}. \tag{198}$$

Si vienen dados los parámetros geométricos del cojinete y P, v y p_{bom} son constantes

$$N=\text{const}\frac{h^3}{\eta}+\text{const}\frac{\eta}{h},$$

es decir, el gasto de potencia en el accionamiento de la bomba es proporcional a h^3 e inversamente proporcional a η; el gasto de potencia en el rozamiento es proporcional a η e inversamente proporcional a h.

Diferenciando la expresión (198) con relación a η e igualando la derivada a cero, obtenemos el valor óptimo de η, con el cual $N=\text{mín}$,

$$\eta_{\text{ópt}}=0,29\frac{h^2}{v}\sqrt{\frac{P}{F_{\text{ef}}F_{\text{hen}}}\cdot\frac{p_{\text{bom}}}{\eta_{\text{bom}}}\cdot\frac{B}{S}}. \tag{199}$$

Conforme a las ecuaciones (176) y (177)

$$F_{\text{ef}}F_{\text{hen}}=0,29D^4\left[1-\left(\frac{d}{D}\right)^4\right]. \tag{200}$$

Sustituyendo esta magnitud en la ecuación (199), obtenemos

$$\eta_{\acute{o}pt}=0{,}29\,\frac{h}{vD^2}\sqrt{\frac{P}{1-\left(\frac{d}{D}\right)^4}\cdot\frac{p_{bom}}{\eta_{bom}}\cdot\frac{B}{S}}. \qquad (201)$$

Siendo $d/D = 0{,}5$; $S/B = 4\pi$ y $\eta_{bom} = 0{,}8$

$$\eta_{\acute{o}pt}\approx 0{,}1\,\frac{h^2}{vD^2}\sqrt{Pp_{bom}}. \qquad (202)$$

Prácticamente, los parámetros óptimos es conveniente determinarlos por la holgura.

Diferenciando la expresión (198) con relación a h e igualando la derivada a cero, obtenemos el valor óptimo de h, con el cual $N = \text{mín}$,

$$h_{\acute{o}pt}=\sqrt[4]{4\eta^2v^2\frac{F_{ef}F_{hen}}{P}\cdot\frac{\eta_{bom}}{p_{bom}}\cdot\frac{S}{B}}. \qquad (204)$$

Sustituyendo $F_{ef}F_{hen}$ de la ecuación (200), obtenemos

$$h_{\acute{o}pt}=D\sqrt{\frac{\eta^2v^2\,[1-(d/D)^4]}{P}\cdot\frac{\eta_{bom}}{p_{bom}}\cdot\frac{S}{B}}. \qquad (204)$$

Siendo $d/D = 0{,}5$ y $\eta_{bom} = 0{,}8$

$$h_{\acute{o}pt}=1{,}83D\sqrt[4]{\frac{\eta^2v^2}{Pp_{bom}}}. \qquad (205)$$

La magnitud $h_{\acute{o}pt}$ debe ser mayor que el valor admisible mínimo de h_0. En los cojinetes hidrostáticos esta condición se cumple con facilidad.

La relación de la potencia del accionamiento de la bomba a la potencia consumida en el rozamiento, conforme a las ecuaciones (191), (197) y (200), es

$$\frac{N_{bom}}{N_{roz}}=0{,}03\,\frac{h^4}{D^4}\cdot\frac{p_{bom}}{\eta^2v^2}. \qquad (206)$$

Para el valor óptimo $h_{\acute{o}pt}$

$$\frac{N_{bom}}{N_{roz}}=0{,}335.$$

Con la disminución de h, en comparación con la magnitud óptima, la relación N_{bom}/N_{roz} baja bruscamente, y con el aumento se eleva.

9.37.7.2 Rigidez

Diferenciando la ecuación (186) con relación a h, hallamos la rigidez del cojinete

$$\lambda=\frac{dP}{dh}=\frac{36Q\eta F_{ef}}{h^4}\cdot\frac{S}{B}. \qquad (207)$$

Sustituyendo en la ecuación (207) el valor de Q de la expresión (185), obtenemos

$$\lambda = \frac{3P}{h}. \tag{208}$$

Como se ve de esta fórmula, la rigidez cae con la disminución de P y con el aumento de h. Para que la rigidez sea constante es necesaria la condición

$$\frac{P}{h} = \text{const},$$

o, por cuanto

$$P = p_b F_{ef} = p_b \, \text{const},$$

entonces, también

$$\frac{p_b}{h} = \text{const},$$

es decir, la presión en la bolsa debe ser proporcional a la holgura. A esta condición puede aproximarse mediante la colocación de un estrangulador a la entrada de la bolsa.

Como estranguladores pueden utilizarse tubos capilares o agujeros de diafragma. Habitualmente, se emplean tubos capilares, ya que sus agujeros son mayores que en el diafragma (más simples de fabricar y menos peligro de atascamiento) y la capacidad de conducción obedece mejor a la regulación (variando la longitud del tubo capilar). Además, las características de los cojinetes con estranguladores capilares, a diferencia de los cojinetes con estranguladores de diafragma, no dependen de la viscosidad del aceite (es decir, de la temperatura del cojinete).

Como estranguladores regulables se emplean agujeros roscados con vástagos enroscados en ellos, cuya capacidad de conducción se puede variar, enroscando el vástago a mayor o menor profundidad.

A grandes cargas, cuando h es pequeña y la capacidad de conducción de la hendidura es conmensurable con la capacidad de conducción del estrangulador, éste no influye en la rigidez del cojinete que sigue siendo elevada. A pequeñas cargas, cuando h crece y la salida del aceite por la hendidura aumenta, el estrangulador restringe la alimentación del aceite a la bolsa, reteniendo el aumento de h y, con ello, elevando la rigidez del cojinete. La presión p_b en la bolsa, en este caso, resulta menor que la presión p_{bom} de la bomba.

Eligiendo debidamente la resistencia del estrangulador puede hacerse la rigidez aproximadamente constante en la gama de trabajo del cambio de la carga.

La resistencia hidráulica del tubo capilar es

$$R_{cap} = \frac{\Delta p}{Q_{cap}} = \frac{p_{bom} - p_{cap}}{Q_{cap}}, \tag{209}$$

donde Δp es la diferencia de presiones a la entrada y a la salida del tubo capilar

$$\Delta p = p_{bom} - p_{cap}, \tag{210}$$

Q_{cap} es el gasto de aceite por el tubo capilar. Por la fórmula de Pouaseyl

$$Q_{cap} = \frac{\pi d_{cap}^4 \Delta p}{128 \eta l_{cap}}, \tag{211}$$

donde d_{cap} y l_{cap} son respectivamente el diámetro y la longitud del tubo capilar (véase la fig. 446).

Sustituyendo esta expresión en la ecuación (209), obtenemos

$$R_{cap} = \frac{41 \eta l_{cap}}{d_{cap}^4}. \tag{212}$$

La resistencia hidráulica de la hendidura es

$$R = \frac{p_{cap}}{Q}. \tag{213}$$

Sustituyendo el valor de Q de la ecuación (184), obtenemos

$$R = \frac{12\eta}{h^3} \cdot \frac{S}{B}. \tag{214}$$

La salida por el tubo capilar siempre es igual a la salida por la hendidura

$$Q_{cap} = Q.$$

Sustituyendo el valor de Q_{cap} de la ecuación (209) y el de Q de la fórmula (213), obtenemos

$$\frac{p_{cap}}{p_{bom}} = \frac{1}{R_{cap}/R + 1}. \tag{215}$$

La relación R_{cap}/R, conforme a las ecuaciones (212) y (214), es

$$\frac{R_{cap}}{R} = 3{,}4 \frac{l_{cap} h^3}{d_{cap}^4} \cdot \frac{B}{S}. \tag{216}$$

Introduciendo este valor en la expresión (215), obtenemos

$$\frac{p_{cap}}{p_{bom}} = \frac{1}{3{,}4 \frac{l_{cap} h^3}{d_{cap}^4} \cdot \frac{B}{S} + 1}. \tag{217}$$

Siendo $S/B = 4\pi$ [fórmula (188)]

$$\frac{p_{cap}}{p_{bom}} = \frac{1}{0{,}27 \frac{l_{cap} h^3}{d_{cap}^4} + 1}. \tag{218}$$

Por cuanto $P = p_{cap}F_{ef}$, la rigidez del cojinete es

$$\lambda = \frac{dP}{dh} = F_{ef}\frac{dp_{cap}}{dh} = F_{ef}p_{bom}\frac{d}{dh}\frac{p_{cap}}{p_{bom}}. \qquad (2.19)$$

Diferenciando la expresión (218) con relación a h y sustituyendo la derivada en la ecuación (219), obtenemos

$$\lambda = \frac{F_{ef}p_{bom}\,0{,}27\,\frac{l_{cap}h^2}{d_{cap}^4}}{\left(0{,}27\,\frac{l_{cap}h^3}{d_{cap}^4}+1\right)^2} = 0{,}27F_{ef}p_{bom}\frac{l_{cap}h^2}{d_{cap}^4}\left(\frac{p_{cap}}{p_{bom}}\right)^2. \qquad (220)$$

Sobre la base de la fórmula (218) se ha construido el gráfico (fig. 451) que representa el cambio de p_{cap}/p_{bom} en dependencia de la holgura h para distintos diámetros del tubo capilar d_{cap} (se ha

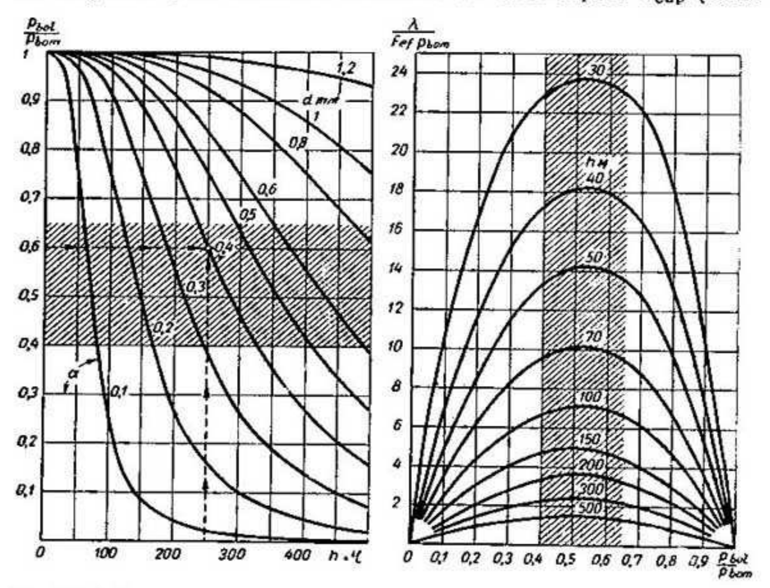


Fig. 451. Relación p_{bol}/p_{bom} en función de h y d_{cap}

Fig. 452. Rigidez en función de p_{bol}/p_{bom} y h

adoptado $l_{cap}/d_{cap} = 10$). Conforme a la ecuación (219), la tangente de los ángulos α de inclinación de las curvas p_{cap}/p_{bom} respecto al eje de abscisas es proporcional a la rigidez del cojinete.

Como se ve del gráfico, en la gama $p_{cap}/p_{bom} = 0{,}4 \div +0{,}65$ (zona rayada) las rigideces son máximas y prácticamente son constantes ($\mathrm{tg}\, \alpha = \mathrm{const}$). Al hacer el proyecto de los cojinetes hay que regirse a estos valores de p_{cap}/p_{bom}. Para cada valor calculado dado de h, determinado de la condición de pérdidas mínimas en el rozamiento por la expresión (204), el diámetro del capilar debe elegirse de modo que los valores p_{rap}/p_{bom} en los regímenes de trabajo se encuentren en los límites de $p_{cap}/p_{bom} = 0{,}4 \div 0{,}65$. Si en la explotación es posible aumentar la carga (disminución de h), entonces para conservar la suficiente rigidez es conveniente en el régimen nominal atenerse a los valores inferiores ($p_{cap}/p_{bom} = 0{,}4$). Si en la explotación son posibles los períodos de trabajo a pequeñas cargas (aumento de h), se deben elegir los valores calculados más altos $p_{cap}/p_{bom} = 0{,}65 \div 0{,}7$). Por término medio puede adoptarse $p_{cap}/p_{bom} = 0{,}5$.

Una rigidez bastante elevada se conserva también en una gama más amplia de los valores $p_{cap}/p_{bom} = 0{,}2 \div 0{,}8$. Conviene, no obstante, evitar los valores $0{,}9 < p_{cap}/p_{bom} < 0{,}1$, con los cuales la rigidez tiende a cero y el trabajo del cojinete resulta inestable.

Sobre la base de la fórmula (220) se ha construido el gráfico (fig. 452), en el cual se muestra la dependencia del factor de rigidez $\lambda/F_{ef}p_{bom}$ de la relación p_{cap}/p_{bom} para distintos valores de h. La rigidez para todos los valores de h tiene un máximo de pendiente suave siendo $p_{cap}/p_{bom} = 0{,}5 \div 0{,}6$. La zona aconsejable de los valores calculados de p_{cap}/p_{bom} están rayados en el gráfico.

Como se ve por la estructura del factor $\lambda/F_{ef}p_{bom}$ y por las curvas en el gráfico, la rigidez del cojinete se eleva con el aumento de F_{ef}, de la presión de suministro de aceite p_{bom} y con la disminución de la holgura h. Ya que el rendimiento económico del cojinete varía poco al disminuir la holgura aproximadamente hasta un 60% de la magnitud óptima, para, elevar la rigidez del mismo, en el cálculo es conveniente adoptar $h = (0{,}6 \div 0{,}7)\, h_{ópt}$.

La rigidez de los cojinetes hidroestáticos puede elevarse, introduciendo reguladores de presión con válvula de distribución o de diafragma que establecen automáticamente en la bolsa una presión proporcional a la carga de trabajo. Las mejores construcciones de este tipo garantizan la posición invariable del disco de apoyo en una amplia gama de oscilaciones de la carga, es decir, prácticamente atribuyen al cojinete una rigidez infinitamente grande.

Poseen elevada rigidez los *apoyos cerrados*, en los que el disco de apoyo está situado entre ambas superficies portantes, una de las cuales soporta la carga de trabajo, y la otra, carga complementariamente el cojinete al disminuir la carga de trabajo, manteniendo la carga total a un nivel permanente.

Ejemplo.

Para compararlos índices de los cojinetes hidrodinámicos e hidroestáticos, tomamos los mismos datos iniciales que en el cálculo anterior del cojinete hidrodinámico: el diámetro es $D = 21$ cm; la carga, $P = 5000$ kgf; la velocidad de rotación, $n = 1000$ r.p.m.; la viscosidad del aceite, $\eta = 50$ cP.

Para el valor óptimo $d/D = 0{,}5$ determinamos F_{ef} por la fórmula (180):

$$F_{ef} = 0{,}5 \cdot 21^2 = 220 \text{ cm}^2.$$

La presión indispensable en la bolsa, por la fórmula (182), es

$$p_b = \frac{5000}{220} = 23 \text{ kgf/cm}^2.$$

Tomando $p_{cap}/p_{bom} = 0,6$, hallamos la presión de suministro del aceite

$$p_{bom} = \frac{p_b}{0,6} = \frac{23}{0,6} = 38,5 \text{ kgf/cm}^2.$$

El diámetro medio del cojinete es

$$d_{med} = \frac{D + 0,5D}{2} = \frac{21 + 10,5}{2} = 15,75 \text{ cm}.$$

La velocidad media es

$$v = \frac{\pi n}{30} \cdot \frac{d_{med}}{2} = \frac{\pi \cdot 1000 \cdot 15,75}{60} = 8,25 \text{ m/s}.$$

La holgura óptima la calculamos por la fórmula (205). Sustituyendo

$$\eta = 50 \text{ cP} \approx 5 \cdot 19^{-3} \text{ kgf s/m}^2;$$

$$p_{bom} = 38,5 \cdot 10^4 \text{ kgf/m}^2,$$

$$D = 21 \cdot 10^{-2}\ m;$$

obtenemos

$$h_{opt} = 10^6 \cdot 1,83 \cdot 21 \cdot 10^{-2} \sqrt[4]{\frac{5^2 \cdot 10^{-6} \cdot 8,25^2}{5000 \cdot 38,5 \cdot 10^4}} = 370\ \mu.$$

Con el fin de mejorar la rigidez del cojinete tomamos

$$h = 0,7 h_{opt} = 250 \mu.$$

Para obtener el valor elegido de $p_b/p_{bom} = 0,6$, con esta holgura es necesario un tubo capilar con agujero $d_{cap} = 0,4$ mm (fig. 451). Como se ve del gráfico, la rigidez del cojinete prácticamente no varía con el aumento de la carga 1,25 veces, ni con la disminución de la misma 1,5 veces en comparación con la nominal.

La relación B/S, siendo $d/D = 0,5$, conforme a la fórmula (188), es igual a $\frac{1}{4\pi} = 0,08$. El rendimiento de la bomba lo tomamos $\eta_{bom} = 0,8$. El gasto de potencia en el accionamiento de la bomba, según la fórmula (191), es

$$N_{bom} = \frac{5000}{220 \cdot 10^{-4}} \cdot \frac{250^3 \cdot 0,08}{10^{18} \cdot 12 \cdot 5 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{38,5 \cdot 10^4}{0,8} = 2,3 \text{ kgf. m/s}.$$

El rendimiento de la bomba, según la fórmula (190), es

$$Q = \frac{2,3 \cdot 0,8}{38,5 \cdot 10^4} = 4,8 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s} \approx 0,3 \text{ l/min}.$$

El área F_{hen} de la hendidura, según la fórmula (181), es

$$F_{hen} = 0,59 \cdot 21^2 = 260 \text{ cm}^2.$$

El gasto de potencia en el rozamiento, según la fórmula (197), es

$$N_{roz} = \frac{5 \cdot 10^{-3} \cdot 8,25^2 \cdot 260 \cdot 10^{-4}}{250 \cdot 10^{-6}} = 35 \text{ kgf} \cdot \text{m/s}.$$

El gasto total de potencia es

$$N = N_{bom} + N_{roz} = 2,3 + 35 = 37,3 \text{ kgf}\cdot\text{m/s} = 0,36 \text{ kW}.$$

La presión específica, según la fórmula (195), es:

$$k = \frac{P}{0,785D^2} = \frac{5000}{345} = 14,5 \text{ kgf/cm}^2.$$

El coeficiente de rozamiento, según la fórmula (196), es

$$f = 0,75 \frac{5\cdot 10^{-3}\cdot 8,25}{14,5\cdot 10^4\cdot 250\cdot 10^{-6}} = 0,00085.$$

Confrontemos los parámetros de los cojinetes hidrodinámicos e hidrostáticos:

Parámetros	Cojinete hidrodinámico	Cojinete hidrostático
h en μ	20	250
f	0,0054	0,00085
N en kW	2,3	0,36

De este modo, en el cojinete hidrostático con parámetros elegidos (bastante próximos a los óptimos) el espesor de la capa de aceite es 12,5 veces mayor y el coeficiente de rozamiento y las pérdidas en el rozamiento son 6,5 veces menores que en el hidrodinámico.

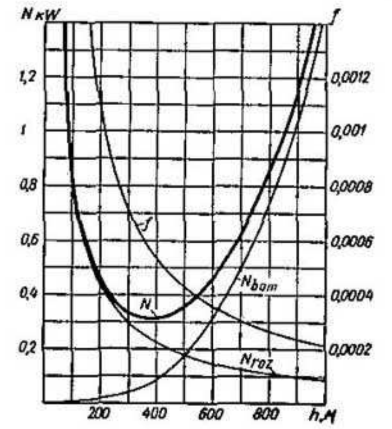


Fig. 453. Influencia que ejerce la holgura h en el gasto de potencia y en el coeficiente de rozamiento

En la figura 453 se muestran las curvas de N_{bom}, N_{roz}, N y f en función de la magnitud de la holgura h. Como se ve del gráfico las desviaciones bastante considerables de h de $h_{ópt} = 370\ \mu$ influyen poco en la magnitud de N.

Sin que empeore esencialmente el rendimiento económico del cojinete pueden adoptarse los valores calculados de $h = (0,6 \div 0,7)\ h_{ópt}$, lo que conduce al aumento de la rigidez del cojinete aproximadamente 1,5 veces.

En las instalaciones donde tiene gran importancia la ligereza de la rotación y la carga es constante, es mejor tomar $h > h_{ópt}$. Siendo $h = 1,5h_{ópt} = 550\ \mu$ el coeficiente de rozamiento disminuye hasta $f = 0,0004$ casi sin perjudicar el rendimiento económico ($N = 0,4$ kW). Tomando valores aún más altos de $h = 700 \div 1000\ \mu$ puede obtenerse $f = 0,003 \div 0,0002$, pero aumentando N hasta 0,7—1,4 kW.

10. Cojinetes de contacto rodante

Los cojinetes de contacto rodante gozan de las siguientes ventajas en comparación con los de contacto plano:

centrado más exacto del árbol;

bajo coeficiente de rozamiento;

poca dependencia del coeficiente de rozamiento del régimen;

pequeños momentos de resistencia en las períodos de arranque;

pequeñas dimensiones axiales;

capacidad de trabajar con poca alimentación de aceite;

capacidad de trabajar en una gama amplia de temperaturas: desde temperaturas próximas al cero absoluto hasta + 500 ÷ 600 °C (si se fabrican los cojinetes de aleaciones especiales y se emplean lubricantes especiales);

capacidad de trabajar en alto vacío.

Los defectos de los cojinetes de contacto rodante son:

grandes dimensiones radiales y gran peso, alto precio;

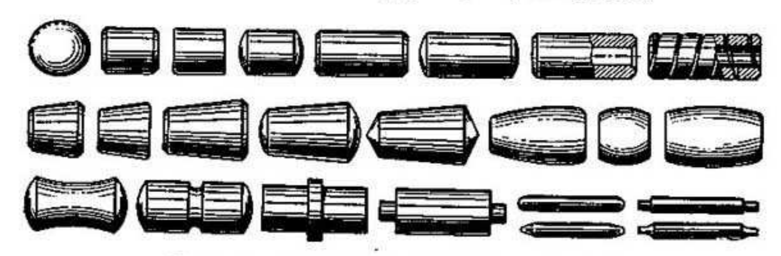


Fig. 454. Formas de los cuerpos de rodamiento

rigidez de trabajo, carencia de la amortiguación de las oscilaciones de la carga;

ruido en el trabajo, condicionado por los errores de la forma;

complejidad de instalación y montaje de los conjuntos de los cojinetes;

elevada sensibilidad a las inexactitudes de la instalación;
imposibilidad de separar el cojinete en el plano meridional;
contacto metálico entre los cuerpos de rodamiento y los collares.

La longevidad de estos cojinetes se determina por el número de ciclos de carga que puede soportar el material del cojinete para la carga dada y, por consiguiente, depende de la velocidad de rotación del cojinete. La longevidad cae bruscamente con el aumento de la carga (en los cojinetes de contacto plano con rozamiento líquido la longevidad no depende de la velocidad de rotación ni de la carga).

Las formas típicas de los cuerpos de rodamiento se muestran en la figura 454.

10.1 Tipos de cojinetes

10.1.1 Cojinetes radiales

Los tipos fundamentales de cojinetes radiales de contacto rodante se insertan en la tabla 42.

Los cojinetes radiales de una fila de bolas (croquis *1*, *2*) están destinados para soportar preferentemente cargas radiales, no obstante pueden soportar al mismo tiempo considerables cargas axiales.

En los cojinetes de este tipo las bolas ruedan en las pistas de rodadura perfiladas con arcos de circunferencia de radio igual a $\sim$ 1,03 del radio de la bola. Las bolas se encierran en jaulas estampadas de chapa de acero o macizas que previenen el rozamiento y garantizan la distancia uniforme entre las bolas.

Los cojinetes según el croquis *1* se montan, desplazando el collar interior respecto al exterior e introduciendo las bolas en la holgura falciforme formada. En la construcción según el croquis *2*, para introducir las bolas se han previsto ranuras axiales, lo que permite aumentar algo el número de bolas. Los cojinetes de este tipo poseen elevada capacidad portante radial. No se aconseja emplearlos para soportar carga axial dirigida hacia el lado de las ranuras.

La rigidez axial de los cojinetes de bolas no es grande. El desplazamiento axial del collar interior respecto al exterior, bajo elevada carga, alcanza varias décimas de milímetro. La rigidez de las instalaciones pares puede elevarse con la apretura previa de los cojinetes.

Los cojinetes de una fila de bolas, gracias al contacto por puntos poseen el menor coeficiente de rozamiento entre todos los cojinetes y son los más adaptados para las altas velocidades de rotación.

Los cojinetes radiales de doble fila de bolas (*3*, *4*) se distinguen por su elevada capacidad portante, pero son más sensibles a los alabeos.

Los cojinetes esféricos de doble fila de bolas (*5*, *6*) que poseen autoajustamiento, se emplean en las instalaciones, donde son posibles las

Tabla 42

Cojinetes radiales de contacto rodante

Croquis de los cojinetes	Croquis de los cojinetes
1 2 Radiales de una fila de bolas	13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 Radiales de rodillos
3 4 Radiales de doble fila de bolas	23 24 De agujas
R_{esf} R_{esf} 5 6 Esféricos de doble fila de bolas	R_{esf} 25 Esféricos-cilíndricos
$\beta=12°$ $\beta=12,26,36,40°$ $\beta=26,36°$ a 7 8 9 a 10 11 12 Radiales-axiales de bolas	R_{esf} 26 Esféricos con rodillos en forma de barrilete
	27 28 29 30 31 Cónicos de rodillos

deformaciones elásticas del árbol o el desplazamiento del eje de un cojinete respecto al eje del otro.

La disminución de la capacidad portante radial, debido a la forma desfavorable para la resistencia mecánica, de la pista de rodadura del collar exterior, se compensa con la presencia de dos filas de bolas. La forma de la pista de rodadura en los cojinetes esféricos no permite soportar considerables cargas axiales. Su rigidez axial es pequeña.

Los cojinetes radiales-axiales de bolas (*7*, *8*) se destinan para soportar simultáneamente cargas radiales y axiales.

La forma de la pista de rodadura del collar exterior permite aumentar el número de bolas, lo que mejora la capacidad portante del cojinete. Los cojinetes radiales-axiales separables (*7*) admiten sin obstáculos sacar el collar exterior; en los inseparables (*8*) el collar exterior está fijo en las bolas, por un reborde poco profundo en la pista de rodadura. La última construcción es más conveniente para el montaje del cojinete en el conjunto.

En los cojinetes designados para pequeñas cargas axiales el ángulo de contacto es $\beta = 12°$, en los cojinetes para altas cargas axiales es $\beta = 26 \div 40°$.

La instalación unitaria de cojinetes radiales-axiales se aplica sólo en los casos en que la carga axial es de dirección constante (por ejemplo, en los árboles verticales). En la mayoría de los casos se emplea la instalación en pareja que se cierra con el apriete de los collares (exteriores o interiores).

Los cojinetes radiales-axiales apareados (*9*, *10*) se fabrican con la holgura establecida de antemano a, que se elimina al realizar el apriete.

Los cojinetes radiales-axiales, en instalación en pareja con apretura, prácticamente aseguran el centrado sin holguras y la fijación axial del árbol.

Los cojinetes radiales-axiales enterizos de acción bilateral (*11*, *12*) que se emplean a veces, están privados de esta ventaja.

Los cojinetes radiales de rodillos (*13—15*) están destinados para soportar altas cargas radiales, si se carece de las axiales. La elevada capacidad portante de los cojinetes de rodillos (1,5—2 veces mayor que la de los de bolas de las mismas dimensiones), está condicionada por el contacto lineal entre los rodillos y las pistas de rodadura, así como por su mayor número de rodillos (cuya colocación en el collar se realiza sin dificultad).

Uno de los collares del cojinete, habitualmente el interior (*13*), raramente el exterior (*14*), se hace con ribetes que sirven de guía para los rodillos durante su movimiento por las pistas de rodadura. El segundo collar se hace liso.

Los cojinetes de este tipo admiten cierta libertad de desplazamiento axial de uno de los collares respecto al otro; éstos con frecuencia se emplean como apoyos flotantes.

En el montaje ambos collares deben fijarse en sentido axial.

Los cojinetes con ribetes en ambos collares (*15*) pueden soportar pequeñas cargas axiales; se emplean para fijar los árboles.

Se fabrican cojinetes con ribetes separables (*16*, *17*). La construcción según el croquis *18*, ahora ya no se emplea debido a las grandes dimensiones axiales.

Los cojinetes de rodillos largos (*19*) se distinguen por su elevada capacidad portante y menores dimensiones radiales La dirección de los rodillos en el movimiento por las pistas de rodadura es peor que en los cojinetes de rodillos cortos. Por eso, a veces se emplea la instalación de filas múltiples de rodillos cortos en una jaula común (*20*) o se utilizan cojinetes de doble fila de rodillos (*21*).

Los cojinetes con rodillos cilíndricos torcidos (*22*) se distinguen por su elasticidad algo elevada en sentido radial. Su capacidad portante es considerablemente menor que en los cojinetes con rodillos macizos.

Para colocar en los árboles cigüeñales cojinetes de este tipo, éstos se fabrican con separación en el plano meridional de los collares interiores que se unen en cola de milano. Estos cojinetes no han obtenido vasta aplicación.

Los cojinetes de agujas con rodillos de pequeño diámetro y gran longitud (*23*, *24*) se emplean en dimensiones radiales restringidas para soportar elevadas cargas radiales a pequeñas velocidades de rotación.

Los cojinetes esféricos-cilíndricos (*25*), los extremos de los rodillos de los cuales se han hecho esféricos, pueden junto con las cargas radiales soportar cargas axiales bastante considerables. En estos cojinetes no se observa la condición de rodadura pura en los extremos de los rodillos.

Los cojinetes de doble fila de rodillos autoalineadores con rodillos en forma de barrilete (*26*) se distinguen ventajosamente de los de bolas esféricos por su elevada capacidad portante radial y axial. La condición de rodadura en estos cojinetes se observa incompletamente.

Los cojinetes de rodillos cónicos (*27*, *28*) se emplean para soportar elevadas cargas radiales y axiales.

El ángulo del cono de la pista de rodadura exterior en los cojinetes normalizados es $\alpha = 20 \div 30°$. Su rigidez axial es pequeña; la aplicación de la fuerza axial P_{ax} provoca en éstos grandes cargas sobre los rodillos ($N = P_{ax}/\text{sen}\ \alpha/2$), a consecuencia de lo cual su número de revoluciones se limita. Son sensibles a los aprietes excesivos. En los cojinetes que se designan para soportar elevadas cargas axiales, el ángulo α se aumenta hasta 60°. En la instalación unitaria (simple) los cojinetes de rodillos cónicos se emplean sólo como de empuje (preferentemente en los árboles verticales), habitualmente se instalan en pareja. El cierre se realiza colocando ambos cojinetes especularmente el uno respecto del otro, con apriete de los collares

pares exteriores o interiores) que asegura el centrado y la fijación axial del árbol sin holguras.

La industria fabrica cojinetes de rodillos cónicos de grandes dimensiones, gemelos (*29*, *30*) y de filas múltiples (31) destinados para soportar cargas particularmente altas.

10.1.2 Cojinetes axiales

En la tabla 43 se insertan las diversidades principales de los cojinetes de contacto rodante axiales.

Los cojinetes axiales de una fila de bolas (*1*) sirven para soportar cargas axiales en una dirección. Estos cojinetes no pueden soportar

Tabla 43

Cojinetes axiales

Croquis, tipo	Croquis, tipo
Axiales de una fila de bolas	Axiales de doble fila de rodillos cilíndricos
Axiales de doble fila de bolas	Axiales de rodillos cónicos
De bolas radiales-axiales	Axiales cónicos esféricos
Axiales de una fila de rodillos cilíndricos	

cargas radiales. Los cojinetes en cuestión se emplean sólo en combinación con los cojinetes radiales (de contacto plano o rodante).

Uno de los anillos-guía del cojinete se encaja exactamente en el árbol (según el diámetro d_1) y el otro se coloca en el cuerpo. Para prevenir el rozamiento entre el árbol y el anillo-guía libre el diámetro interior d del último se hace unas cuantas décimas de milímetro mayor que el anillo-guía fijado.

La propiedad de autoajustarse se atribuye haciendo esférica la superficie de apoyo de uno de los anillos-guía del cojinete y colocándola sobre la arandela con superficie de apoyo esférica (*2*).

Los cojinetes de doble fila de bolas (*3*, *4*) se designan para recibir cargas axiales en ambas direcciones.

La velocidad de rotación de los cojinetes axiales de bolas está limitada. Bajo la acción de las elevadas fuerzas centrífugas las bolas se desplazan de los surcos de rodadura (particularmente, si la carga axial es pulsante o variable), debido a lo cual se altera el trabajo correcto del cojinete.

Los cojinetes de bolas radiales-axiales (*5*, *6*), junto con las cargas axiales pueden soportar cargas radiales bastante considerables.

Los cojinetes axiales con rodillos cilíndricos (*7—12*) constan de dos anillos-guía planos entre los cuales ruedan los rodillos cilíndricos.

Los rodillos se centran en el cojinete con las jaulas (*7*) que, a su vez, se centran en el árbol o por uno de los collares del cojinete (*8*). Se emplea también el centrado de los rodillos por los ribetes en uno (*9*) o en dos (*10*) collares.

En los cojinetes de este tipo los rodillos ruedan solo en un punto de su longitud, en los demás sectores tiene lugar el deslizamiento respecto a la superficie de las pistas de rodadura. Con el fin de disminuir el deslizamiento, a veces, se practica la instalación en fila de varios rodillos cortos (*11*). Para soportar las fuerzas axiales en ambas direcciones se emplean cojinetes de doble fila de rodillos (*12*). La velocidad de rotación de los cojinetes axiales de rodillos es extremadamente limitada. Estos cojinetes se aplican en los apoyos fuertemente cargados a bajas revoluciones.

Los cojinetes axiales con rodillos cónicos se ejecutan con conos, cuyos vértices convergen en el eje del cojinete (*13*, *14*), lo que asegura la rodadura correcta de los rodillos.

Los cojinetes cónicos esféricos (*15*) poseen la propiedad de autoajustamiento y pueden soportar grandes cargas radiales y axiales. La pista de rodadura exterior en estos cojinetes se ha hecho en forma de esfera, cuyo centro está situado fuera del cojinete; los perfiles de los rodillos se han construido con arcos de circunferencia de radio igual al de la esfera.

La condición de la rodadura correcta de los rodillos de los cojinetes cónicos esféricos se observa incompletamente.

10.1.3 Cojinetes con collares separables

Para soportar elevadas cargas axiales y radiales-axiales se emplean cojinetes con collar exterior (fig. 455, *a*) o, raramente, interior (vista *b*) separable en el plano ecuatorial. La separación permite aumentar el número de bolas y profundizar los surcos de rodadura.

En el caso de carga puramente radial en los cojinetes de este tipo se forman tres puntos de contacto: dos en el collar separable y uno

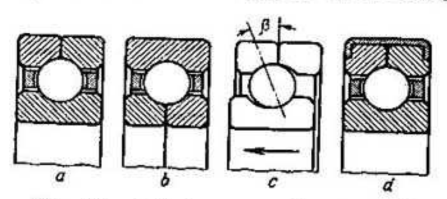


Fig. 455. Cojinetes con collares partidos

en el enterizo (de aquí su denominación convencional, cojinetes «de tres contactos»). La rodadura correcta de las bolas simultáneamente por tres superficies, naturalmente que no es posible. Frenadas por el contacto en dos puntos con el collar separable, las bolas se deslizan por el collar enterizo. Por eso, los cojinetes «de tres contactos» se emplean para soportar carga axial o radial actuando simultáneamente la axial. La carga axial comprime las bolas a una superficie (vista *c*) por el otro lado las bolas se separan de la superficie de la pista de rodadura y se desplazan respecto a ésta sin rozamiento.

El ángulo β de contacto depende de la correlación de las cargas axial y radial. En el caso de carga puramente axial en las construcciones ejecutadas $\beta = 20 \div 30°$.

Los collares separables se suelen apretar con tuercas de sujeción, con la particularidad de que el centrado recíproco de los collares se practica por la superficie de encaje.

Los cojinetes destinados para soportar cargas puramente axiales se colocan en los cuerpos con holgura radial. En este caso, se emplean cojinetes con semicollares unidos fijamente valiéndose de un manguito abocardado por los extremos (vista *d*).

10.1.4 Cojinetes con empaquetaduras incorporadas

La industria fabrica varios tipos de cojinetes de bolas radiales con empaquetaduras incorporadas.

Las arandelas protectoras unilaterales (fig. 456, *a*, *b*) y bilaterales (vistas *c* — *f*) protegen los cojinetes de la penetración de la suciedad; en las instalaciones interiores éstas sirven para proteger los cojinetes del exceso de lubricante.

Para empaquetar los cojinetes, en las instalaciones finales se emplean arandelas, elástomeros metidos a presión (vistas *g*, *h*) o prensaestopas de fieltro (vistas *i*, *j*).

Los cojinetes de lubricación para una sola vez, en la cavidad interior de los cuales, antes de salir de la fábrica constructora se co-

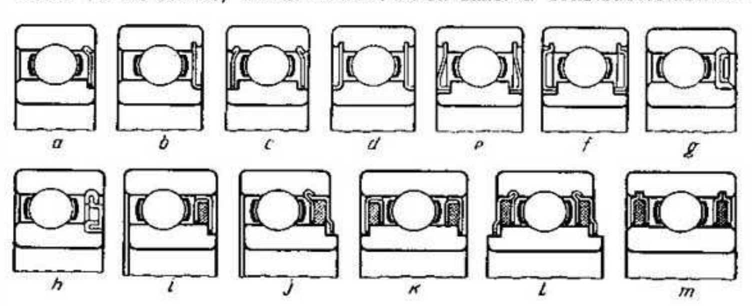


Fig. 456. Cojinetes con empaquetaduras incorporadas

loca una cantidad medida de grasa consistente, se empacan con arandelas del tipo *g*, *h* o con prensaestopas de fieltro bilaterales (vistas *k* — *m*).

10.1.5 Correlaciones constructivas

En la tabla 44 se muestran las correlaciones medianas de los elementos constructivos de cojinetes de contacto rodante, obtenidas de la elaboración estadística de las dimensiones de los cojinetes estandartizados.

10.2 Materiales

Los cojinetes de contacto rodante se fabrican de aceros al cromo altos en carbono (1—1,2% C) ShJ (tabla 45). La designación numérica en la marca del acero indica el contenido medio de Cr en décimas por ciento.

Los cuerpos de rodadura se hacen de aceros ShJ16, ShJ9 y ShJ15, los collares se hacen de aceros ShJ15, ShJ9 y ShJ15SG.

Las piezas brutas se someten al recocido esferoidizador para atribuir a la cementita forma granular.

El temple con temperatura de 820 ± 10 °C con el subsiguiente revenido a 150-160° C (dureza *HRC* 62—66).

Para disminuir la cantidad de austenita residual las piezas brutas después del temple se someten a tratamiento a temperaturas bajo cero (a — 30° C).

Correlaciones constructivas de los elementos de los cojinetes de contacto rodante

Tipo de cojinete	Dimensiones
Cojinetes de bolas radiales y radiales-axiales	Ver tabla de series abajo. $d_{bol} = (0{,}55 \div 0{,}63)\, h,$ donde $h = 0{,}5\,(D - d)$. El radio de redondeo (o el cateto del chaflán) es $R = 0{,}1h.$ El radio de la pista de rodadura es $r_p \approx 1{,}03 r_{bol}.$ La profundidad del surco es $s \approx 0{,}1h \approx 0{,}15 d_{bol}.$
Cojinetes autoalineadores de doble fila de bolas	$d_{bol} = (0{,}45 \div 0{,}5)\, h,$ $b = (0{,}85 \div 1)\, h$
Cojinetes de rodillos	$d_r = l_r \approx 0{,}5h.$ Para los cojinetes de las series ligera y media' $b = (0{,}85 \div 1)\, h,$ $s = (0{,}1 \div 0{,}12)\, h;$ de la serie ligera ancha $b = (1 \div 1{,}25)\, h,$ $s = (0{,}2 \div 0{,}25)\, d_r$

Cojinetes de bolas radiales y radiales-axiales:

Serie	D/d	D_{bol}/d_{med}	b/h
Ligera	1,8—2	~0,18	0,85—0,9
Media	1,15—2,3	~0,23	0,85—1
Pesada	2,5—2,8	~0,28	0,75—0,9

Tipo de cojinete	Dimensiones
Cojinetes autoalineadores de doble fila de rodillos	$d_r = 0,5h$, $b = (1,15 \div 1,25)\,h$.
Cojinetes de rodillos cónicos	$d_r = (0,5 \div 0,53)\,h$, $l_r = (1,2 \div 1,25)\,h$. La anchura del collar interior b y la anchura total T del cojinete: de la serie ligera $b = (0,9 \div 1)\,h$, $T = (1 \div 1,25)\,h$; de la serie media $b = (0,7 \div 0,9)\,h$, $T = (0,85 \div 1)\,h$
Cojinetes de rodillos cónicos de la serie ancha	$d_r = (0,5 \div 0,53)\,h$, $l_r = (1,7 \div 1,9)$. Serie ligera $b = h$, $T = (1,2 \div 1,6)\,h$. Serie media $b = (0,9 \div 1,25)\,h$, $T = (1,4 \div 2)\,h$
Cojinetes axiales de una fila de bolas	$d_{bol} = (0,7 \div 0,8)\,h$. Diámetro interior del anillo-guía no centrado $d_l = d + (0,2 \div 0,5)$ mm. Altura del cojinete $H = (1,35 \div 1,6)\,h$. Radio de la pista de rodadura $r_p \approx 1,08 r_{bol}$. Profundidad del surco $s = 0,1 d_{bol}$

Tipo de cojinete	Dimensiones
Cojinetes axiales de doble fila de bolas	$d_{bol} = (0,7 \div 0,8)\ h$. Diámetro interior del anillo-guía no centrado $d_1 = d + (0,2 \div 0,5)$ mm. Diámetro interior del anillo-guía de empuje $d_2 = (0,83 \div 0,85)\ d$, $H = (2,5 \div 3)\ h$

Tabla 45

Aceros para cojinetes de bolas

Marca	Composición en %			
	C	Cr	Mn	Si
ShJ6	1,05—1,15	0,4—0,7	0,2—0,4	0,15—0,35
ShJ9	1—1,1	0,9—1,2	0,2—0,4	0,15—0,35
ShJ15	0,95—1,1	1,3—1,65	0,2—0,4	0,15—0,35
ShJ15SG	0,95—1,1	1,3—1,65	0,9—1,2	0,4—0,65

Los collares de los cojinetes de grandes dimensiones con superficies de trabajo cementadas se fabrican de acero 20J2N4A. La profundidad de la capa cementada es de 5-6 mm (la duración del proceso de cementación es de 120—150 h; la temperatura es de 850—900°C). Después de la cementación las piezas brutas se someten al recocido para desmenuzamiento. El temple con 700—800° C; el revenido a 150—160° C.

Los cojinetes que trabajan en medios agresivos se fabrican de aceros inoxidables de la clase martensítica J18 (1% de C; 18% de Cr; $<$ 0,7% de Mn y Si). El temple en aceite con 1000—1070° C, el revenido a 150—160° C; la dureza *HRC* 60—62).

10.3 Clases de precisión de la fabricación

Los cojinetes de contacto rodante se dividen por la precisión de la fabricación en las siguientes clases:

Normal . . . . .N	Particularmente alta . . . . . .PA
Elevada . . . . .E	De precisión . . . . .P
Particularmente elevada . . .AE	Particularmente de precisión SP
Alta . . . . .A	De superprecisión . . . . .S

Las clases de precisión se distinguen por la magnitud de las tolerancias para la fabricación de los elementos fundamentales de los cojinetes (diámetros de encaje, coaxialidad de las superficies de trabajo, dimensiones y forma de los cuerpos de rodadura, perfil de las pistas de rodadura), así como por las normas de la suavidad de marcha.

En los cojinetes de las clases intermedias (AE, PA, SP) el collar interior se ejecuta por la clase de precisión correspondiente a la primera letra de la designación, el exterior, por la clase de precisión correspondiente a la segunda letra.

En la construcción de maquinaria general con frecuencia se emplean cojinetes de las clases N, E, A. Los cojinetes de precisión se utilizan en casos especiales (aparatos de precisión, conjuntos de cojinetes de altas revoluciones).

10.4 Coeficiente de rozamiento. Velocidades circunferenciales admisibles

Las fuentes principales de las pérdidas en los cojinetes de contacto rodante son:

pérdidas por histéresis durante deformación elástica cíclica por compresión del material de los cuerpos de rodadura y de las pistas de rodadura en los puntos de contacto;

deslizamiento de los cuerpos de rodadura respecto a las pistas de rodadura, provocado por la deformación de desplazamiento del material en los puntos de contacto;

deslizamiento de los cuerpos de rodadura respecto a las pistas de rodadura al alterarse la rodadura como resultado de los desplazamientos y alabeos de los collares del cojinete bajo carga;

rozamiento de los cuerpos de rodadura sobre la jaula y (en los cojinetes con jaula centrada) el rozamiento de la jaula sobre los collares;

aplastamiento y desplazamiento viscoso del aceite en los puntos de contacto;

remolino y salpicadura del aceite lubricante que hace contacto con el cojinete.

En los cojinetes de rodillos la fuente complementaria de las pérdidas es el rozamiento de los rodillos sobre los ribetes guía; en los cojinetes con ángulo de contacto no igual a cero (cojinetes de bolas radiales-axiales y axiales), la rotación de las bolas bajo la acción de los momentos giroscópicos; en los cojinetes sin jaulas (cojinetes de agujas), el rozamiento entre los cuerpos de rodadura. En algunos tipos de cojinetes (cojinetes axiales con rodillos cilíndricos, cojinetes cónicos-esféricos) la rodadura pura no es realizable y el movimiento de los rodillos va acompañado del deslizamiento por las pistas de rodadura.

Las pérdidas por rozamiento dependen de la exactitud de fabricación del cojinete. Los errores del perfil de las pistas de rodadura, de la forma de los cuerpos de rodadura, de sus distintas dimensiones, la no coaxialidad de las superficies de encaje y de trabajo alteran la suavidad de la marcha y provocan cargas cíclicas, que elevan bruscamente el rozamiento.

El coeficiente de rozamiento de los cojinetes de contacto rodante se determina como la relación de la fuerza circunferencial de rozamiento T_{roz} en el diámetro d del árbol respecto a la carga efectiva P en el cojinete:

$$f=\frac{T_{roz}}{P}=10^{3}\frac{2M_{roz}}{Pd}, \qquad (221)$$

donde M_{roz} es el momento de rozamiento en kgf·m; d es el diámetro del árbol en mm.

En la tabla 46 se insertan los valores medios de f para los cojinetes estandartizados (a una temperatura de trabajo del cojinete de 50-80° C y lubricando con aceite para máquinas).

El coeficiente de rozamiento depende de las dimensiones del cojinete, de la velocidad de rotación, de la temperatura de trabajo, de las propiedades del lubricante, del procedimiento de lubricación, de la exactitud de fabricación del cojinete, del procedimiento de su instalación, de la condición de cómo soportar la carga y de la minuciosidad del montaje. En condiciones desfavorables [excesiva alimentación de lubricante, elevada viscosidad del mismo, desgaste de las superficies de rodadura, montaje incorrecto (alabeos y agarrotamientos de los cuerpos de rodadura)] el coeficiente de rozamiento puede ser considerablemente mayor que los valores insertados en la tabla.

La velocidad de rotación admisible se determina por la magnitud de la velocidad circunferencial convencional v_{cir} por la línea de centros de los cuerpos de rodadura o (lo que prácticamente es lo mismo) por el diámetro medio del cojinete $\left(d_{med}=\frac{D+d}{2}\right)$:

$$v_{cir}=\frac{\omega d_{med}}{2}=10^{-3}\frac{\pi n}{30}\cdot\frac{d_{med}}{2}\approx 5\cdot 10^{-5} n d_{med}\,[\mathrm{m/s}], \qquad (222)$$

donde n es la velocidad de rotación en r.p.m.; d_{med} es el diámetro medio del cojinete en mm.

Junto con la velocidad circunferencial, para valorizar la velocidad de rotación de los cojinetes se utiliza el factor nd_{med} igual, conforme a la ecuación (222), a

$$nd_{med}=2\cdot 10^{4} v. \qquad (223)$$

Coeficiente de rozamiento y velocidades de rotación admisibles

Tipo del cojinete	Coeficiente de rozamiento f		Velocidad circunferencial admisible v_{cir} en m/s	$nd_{med} \cdot 10^{-6}$
	Carga radial	Carga axial		
Radiales de bolas	0,001—0,002	0,002—0,003	10—30	0,2—0,6
Esféricos de bolas	0,002—0,004	—	10—20	0,2—0,4
Radiales-axiales de bolas	0,002—0,003	0,0025—0,004	10—20	0,2—0,4
De rodillos	0,002—0,003	—	10—20	0,2—0,4
De rodillos esféricos	0,003—0,005	—	10—20	0,2—0,4
De rodillos cónicos	0,004—0,008	0,01—0,02	5—15	0,1—0,3
De agujas	0,005—0,01	—	5—10	0,1—0,2
Axiales de bolas	—	0,004—0,006	5—10	0,1—0,2
Axiales con rodillos cónicos	—	0,01—0,02	5—10	0,1—0,2
Axiales con rodillos cilíndricos	—	0,02—0,03	3—5	0,05—0,1

Los valores medios de v_{cir} y de nd_{med} para distintos tipos de cojinetes se insertan en la tabla 46.

10.5 Capacidad portante y longevidad

Los cojinetes de contacto rodante de precisión normal se calculan a la longevidad y a la capacidad portante según la fórmula empírica

$$(nh)^{0,3} = \frac{C}{Q}. \tag{224}$$

donde h es la longevidad en h; n, la velocidad de rotación en r.p.m.; Q, la carga reducida en el cojinete en kgf; C, el coeficiente de capacidad de trabajo del cojinete (se inserta en los catálogos).

La carga reducida Q se calcula por la fórmula

$$Q = (R + mA)\, k_d k_\sigma\, k_t,$$

donde R es la carga radial en kgf; A, la carga axial en kgf; m, el coeficiente de reducción de la carga axial a la radial; k_h, el coeficiente que tiene en cuenta cuál collar del cojinete gira: el exterior o el interior; k_σ, el coeficiente de las condiciones de carga; k_t, el coeficiente de régimen de temperatura del cojinete. Los valores de los coeficientes m y k_σ se insertan en la tabla 47.

Coeficiente m de reducción de la carga axial

Tipo de cojinete	Serie	Diámetro del cojinete	m siendo R/A			
			>2	2	1	0
Cojinetes de una fila de bolas	—	Para todas las dimensiones	1,5	1,7	1,9	2
Cojinetes esféricos de bolas	Ligera	<17	2,5	2,9	3,1	3,4
		20—40	3,5	4,0	4,3	4,7
		>45	4,5	5,1	5,6	6,0
	Media	<30	3,0	3,45	3,75	4,0
		>35	4,0	4,6	5,0	5,6
	Amplia	Para todas las dimensiones	2,5	2,9	3,1	3,4
Cojinetes esféricos de doble fila de rodillos	Ligera	Idem	4,5	5,1	5,6	6,0
	Media	»	3,5	4,0	4,3	4,7
Cojinetes de bolas radiales-axiales	—	»	0,6	0,7	0,75	0,8
Cojinetes de rodillos cónicos	Ligera	»	1,5	1,7	1,9	2,0
	Media	»	1,8	2,0	2,25	2,4
	Con gran ángulo del cono	»	0,7	0,8	0,88	0,95

Coeficiente de carga k_σ

Carácter de la carga	k_σ	Carácter de la carga	k_σ
Tranquila	1	Pulsante; sobrecargas de corta duración hasta 200%	1,8—2,5
Con ligeros choques; sobrecargas de corta duración	1—1,2	De impacto; sobrecargas de corta duración hasta 300%	2,5—3
Pulsante; sobrecargas de corta duración hasta 150%	1.3—18		

El coeficiente k_h para los cojinetes con collar interior rotatorio es $k_h = 1$, para los cojinetes con collar exterior rotatorio es: para los esféricos $k_h = 1,1$, para todos los demás $k_h = 1,35$. El coeficiente k_t es:

Temperatura de trabajo del cojinete en °C	100	125	150	175	200	225	250
k_t	1	1,05	1,1	1,15	1,25	1,35	1,4

El cálculo con frecuencia reside en la elección del cojinete, es decir, en determinar el coeficiente indispensable de capacidad de trabajo C por la carga reducida prefijada Q, la velocidad de rotación n y la longevidad h.

El coeficiente indispensable de capacidad de trabajo, según la fórmula (224), es

$$C = Q\,(nh)^{0,3}. \qquad (225)$$

En el cálculo de comprobación, conociendo C, Q, n, se determina la longevidad del cojinete

$$h = \frac{1}{n}\left(\frac{C}{Q}\right)^{3,33}.$$

La longevidad expresada por el número límite de revoluciones (número de ciclos) durante el período de trabajo del cojinete es

$$N\,(\text{rev}) = 60\,hn$$

Para simplificar el cálculo se ha construido el gráfico de $(nh)^{0,3}$ en función de n para los distintos valores de h (fig. 457).

Al elegir el cojinete, conociendo el número de revoluciones n y prefijando la longevidad h, se halla en el eje de ordenadas del gráfico la magnitud $(nh)^{0,3}$, después de lo cual se determina el coeficiente indispensable de capacidad de trabajo por la fórmula (225).

Ejemplo.
Supongamos que $Q = 500$ kgf; $n = 2500$ r.p.m.; $h = 40\,000$ h. Según el gráfico (líneas de trazos) hallamos $(nh)^{0,3} = 130$. Por consiguiente, $C = 130 \cdot 500 = 65\,000$.

Con ayuda del gráfico es fácil realizar también el cálculo de comprobación del cojinete. Conociendo $(nh)^{0,3} = C/Q$ se traza una horizontal hasta su intersección con la perpendicular levantada desde el valor correspondiente de n y, en el punto de encuentro se halla, por la red de curvas de h, la longevidad del cojinete.

Ejemplo.
Supongamos que $Q = 2000$ kgf; $C = 180\,000$ ($C/Q = 90$); $n = 1500$ r.p.m. Conforme al gráfico (líneas punteadas) la longevidad es $h = 20\,000$ h.

La longevidad de los cojinetes debe ser concordada con la de las máquinas, que oscila en amplios límites según sea la designación de la máquina, el grado de tensión de sus órganos de trabajo, la condición de explotación y los plazos de envejecimiento moral, determinados fundamentalmente por la duración del período H de servicio de la máquina igual a

$$H = \frac{h}{\eta_{\text{útil}}}, \tag{226}$$

donde h es la longevidad; $\eta_{\text{útil}}$ es el coeficiente de utilización de la máquina (parte del trabajo efectivo de la máquina en el período de su explotación).

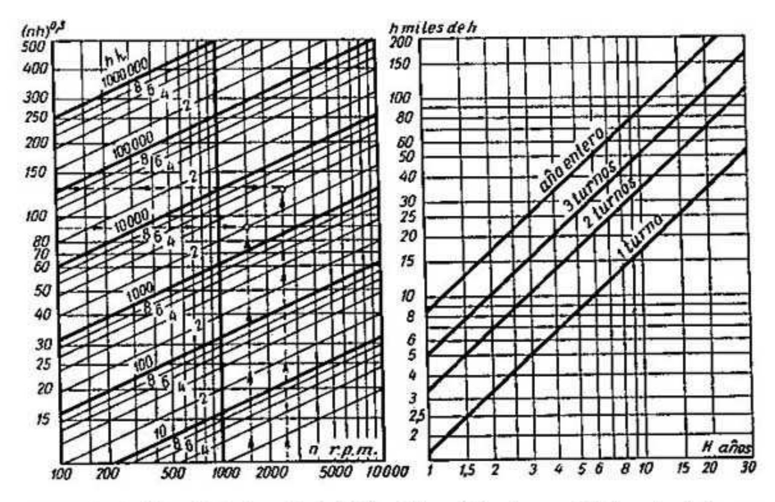


Fig. 457. Gráfico de la función $(nh)^{0,3}$

Fig. 458. Longevidad calculada en función del período de servicio y del régimen de trabajo

Para las máquinas de designación general que trabajan por régimen de calendario

$$\eta_{\text{útil}} = \eta_{\text{tur}}\, \eta_{\text{fes}}\, \eta_{\text{par}},$$

donde η_{tur} es el coeficiente de turnos (para un turno, dos y tres de trabajo, respectivamente $\eta_{\text{tur}} \approx 0,3$; $0,6$; $0,9$); η_{fes} es el coeficiente de los días festivos (por término medio $\eta_{\text{fes}} = 0,8$); η_{par} es el coeficiente de paradas obligadas.

Tomando $\eta_{par} = 0,8$, obtenemos

$$\eta_{util} = 0,64\,\eta_{tur}.$$

Sustituyendo este valor en la ecuación (226), obtenemos la fórmula para determinar la longevidad en función del período de servicio:

$$h = 0,64\,\eta_{tur} H.$$

Sobre la base de esta fórmula se ha construido el gráfico de $h - H$ (fig. 458) para uno, dos y tres turnos de trabajo, así como para el trabajo anual de veinticuatro horas diarias (en el último caso se adopta $h = 0,95H$, donde el coeficiente 0,85 tiene en cuenta las paradas forzadas).

Por el gráfico puede determinarse la longevidad calculada de las máquinas de designación general según sea el régimen de trabajo y el período de servicio.

Para el caso más difundido de trabajo en dos turnos para un período de servicio de 10-15 años, la longevidad calculada es $h = 35 \div 50$ mil h. Para las máquinas de utilización extensiva (trabajo anual y en tres turnos), para el mismo período de servicio $h = 50 \div \div 100$ mil h.

10.6 Elección de la serie de cojinetes

Los cojinetes de contacto rodante de casi todos los tipos se fabrican en distintas variedades (series) que se distinguen por las dimensiones, grado de carga y velocidad.

En la figura 459, *a*, *b*, se muestran según sea el diámetro *d* del árbol los coeficientes de capacidad de trabajo y las velocidades tolerables límite de rotación para los cojinetes de distintas dimensiones tipo y series.

Los coeficientes de capacidad de trabajo incrementan y la velocidad de rotación cae con el paso de las series ligeras a más pesadas y con el aumento del diámetro del cojinete.

Por ejemplo, para los cojinetes de rodillos los coeficientes de capacidad de trabajo de las series medias son aproximadamente 1,7 veces mayores que los de las ligeras; los de las series pesadas son tantas veces mayores que los de las medias y, aproximadamente 3 veces mayores que los de las series ligeras.

La longevidad de los cojinetes, debido a su dependencia potencial del coeficiente de capacidad de trabajo, incrementa más bruscamente con el paso a series más pesadas.

Conforme a la fórmula (225), la longevidad es

$$h = \frac{1}{n}\left(\frac{C}{Q}\right)^{3,33}, \qquad (227)$$

es decir, siendo $n = \text{const}$ y $Q = \text{const}$ la longevidad es proporcional a $C^{3,33}$. Por consiguiente, a otras condiciones iguales la longevidad de los cojinetes de rodillos de las series medias es $1,7^{3,33} \approx 6$

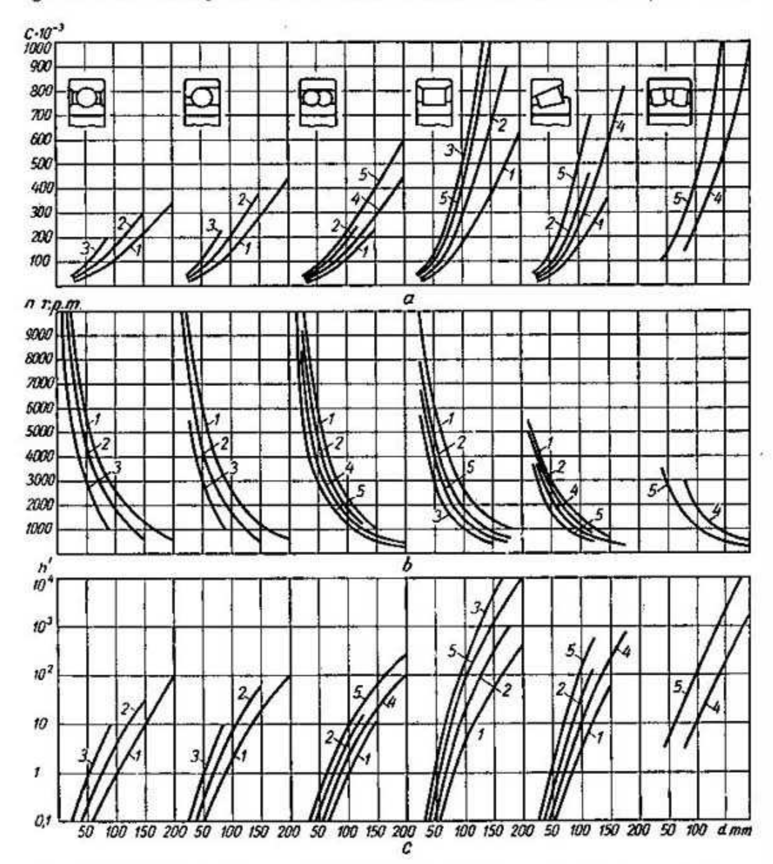


Fig. 459. Coeficiente de capacidad de trabajo C, números límite de revoluciones n y longevidad relativa h' de los cojinetes:

1, serie ligera; *2*, media; *3*, pesada; *6*, ligera ancha; *5*, media ancha

veces mayor que la de las ligeras; la de las series pesadas es tantas veces mayor que la de las series medias y, aproximadamente 36 veces mayor que la de las ligeras.

En la figura 459, *c* se muestra la longevidad relativa h' calculada por la fórmula (227) suponiendo que las velocidades de rotación y la carga son iguales. Por unidad se ha tomado la longevidad del cojinete de bolas radial de la serie ligera con $d = 100$ mm.

Cojinetes	Serie		
	ligera	media	pesada
De bolas	1	4	15
De rodillos	4	25	150

Como se ve, la longevidad de los cojinetes de las series pesadas excede aproximadamente en un orden la longevidad de los cojinetes de las series ligeras, y la longevidad de los cojinetes de rodillos en uno-dos órdenes sobrepasa la longevidad de los de bolas.

Sobre la base de la figura 459, *c* puede valorizarse la longevidad comparable de los cojinetes confrontables por su designación funcional y su velocidad. En la tabla de esta página se insertan cifras de la longevidad relativa de los cojinetes radiales de rodillos y de bolas de 100 mm de diámetro en la suposición de que las cargas y la velocidad de rotación son las mismas (por unidad se ha adoptado la longevidad del cojinete de bolas de la serie ligera).

Como se ve, la longevidad de los cojinetes de rodillos es mayor que la de los cojinetes de bolas para la serie ligera 4 veces, la media 6 veces, y la pesada 10 veces. La longevidad del cojinete de rodillos de la serie pesada es 150 veces mayor que la del cojinete de bolas de la serie ligera.

Al elegir la serie, además de la capacidad portante, conviene tener en cuenta las dimensiones exteriores, el peso y la velocidad del cojinete. En la figura 460 se exponen los índices principales de los cojinetes de distintos tipos y series con igual diámetro del árbol ($d = 80$ mm). De la figura se ve la considerable ventaja de los cojinetes de las series ligeras por las dimensiones exteriores, peso y velocidad. Su capacidad portante, evidentemente, es menor que la de los cojinetes de las series medias y, particularmente, de las pesadas.

Con frecuencia se emplean cojinetes de las series medias y ligeras, prefiriendo en los casos necesarios elevar el coeficiente de capacidad de trabajo aumentando el diámetro del árbol, lo que es un medio tan efectivo para aumentar la capacidad portante y la longevidad como el empleo de las series pesadas. Este procedimiento corresponde a la tendencia moderna de emplear en los conjuntos de fuerza árboles huecos de diámetro aumentado como medio para elevar la resistencia mecánica y la rigidez y, disminuir el peso de la construcción.

Los cojinetes de las series pesadas se utilizan en los conjuntos de poca velocidad que se someten a la acción de cargas particularmente altas (árboles de los trenes laminadores). Estos, es mejor emplearlos también en las instalaciones extremas de los árboles macizos, donde el diámetro de los muñones, sin perjudicar la resistencia mecá-

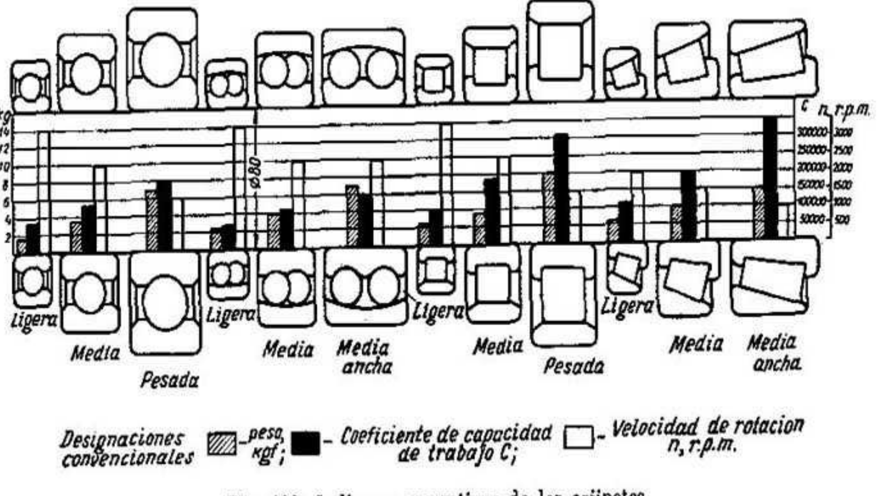


Fig. 460. Indices comparativos de los cojinetes

nica, puede hacerse considerablemente menor que el diámetro de la parte de trabajo del árbol y, de este modo, disminuir las dimensiones exteriores del conjunto de cojinete.

El cálculo de los cojinetes por las fórmulas aportadas y por los datos de los catálogos da sólo la longevidad mediana, además algo disminuida. Conforme a los datos estadísticos el 50% de los cojinetes posee una longevidad 3—4 veces mayor que la calculada y el 10%, 10—20 veces mayor, con la particularidad de que en los cojinetes de elevada precisión, la longevidad es considerablemente mayor que en los de precisión normal. La longevidad y la capacidad portante de los cojinetes dependen en mucho de la construcción del conjunto, de la correcta instalación de los mismos, de la rigidez del árbol y del cuerpo, de la magnitud de las apreturas en las superficies de encaje y, particularmente, de las condiciones de lubricación. Los cojinetes en los conjuntos correctamente construidos, con una apretura previa conveniente, con frecuencia trabajan en el curso de un plazo muchas veces mayor que el calculado. Por otro lado, el alto valor del coeficiente de capacidad de trabajo no es la garantía de su fiabilidad. Tales cojinetes pueden quedar inservibles como consecuencia de los errores de instalación (apriete excesivo del cojinete, alabeo de los ejes, lubricación insuficiente o excesiva).

10.7 Sujeción de los cojinetes en los árboles

El procedimiento principal para sujetar los cojinetes en el árbol es el apriete del collar interior de los cojinetes con tuerca. Esta sujeción asegura la fijación axial precisa del cojinete, asegura fiablemente que el collar interior no gire en el árbol y permite colocar el cojinete en el árbol con pequeña apretura sin peligro de aplastar ni deteriorar la superficie de encaje del árbol.

El tope en el espaldón o ribete del árbol (fig. 461, *a*), en el casquillo intermedio (vista *b*) o en la pieza acoplada que a su vez se apoya en el espaldón o ribete, asegura el apriete más intensivo.

Está ampliamente difundido el apriete del cojinete en el árbol por la pieza acoplada (vista *c*) y la colocación del cojinete entre casquillos distanciadores (vista *d*), tensados con tuerca.

Con tope en el retén anular (vista *e*), no es posible realizar el apriete de fuerza, debido al peligro que existe de cortar el retén o expulsarlo de la ranura.

Los anillos de retén de sección redonda, reforzados con anillos cónicos que los abarcan (vista *f*), soportan elevadas fuerzas de apriete.

Los procedimientos descritos se aplican tanto en las instalaciones extremas como también en las intermedias.

En las instalaciones extremas, el apriete de fuerza se realiza también con tuercas interiores (vista *g*) y con arandelas atraídas al extremo del árbol con el tornillo central (vista *h*) o con varios tornillos (vista *i*).

Todos los demás procedimientos de sujeción, no aseguran el apriete de fuerza y, como regla general, requieren la aplicación de ajus-

tes con elevada apretura y el aumento de la dureza del árbol, para evitar el aplastamiento de la superficie de encaje.

En los conjuntos de cojinete poco cargados se emplea la fijación con retenes anulares (vistas *j*, *k*). Para que se asegure la fijación

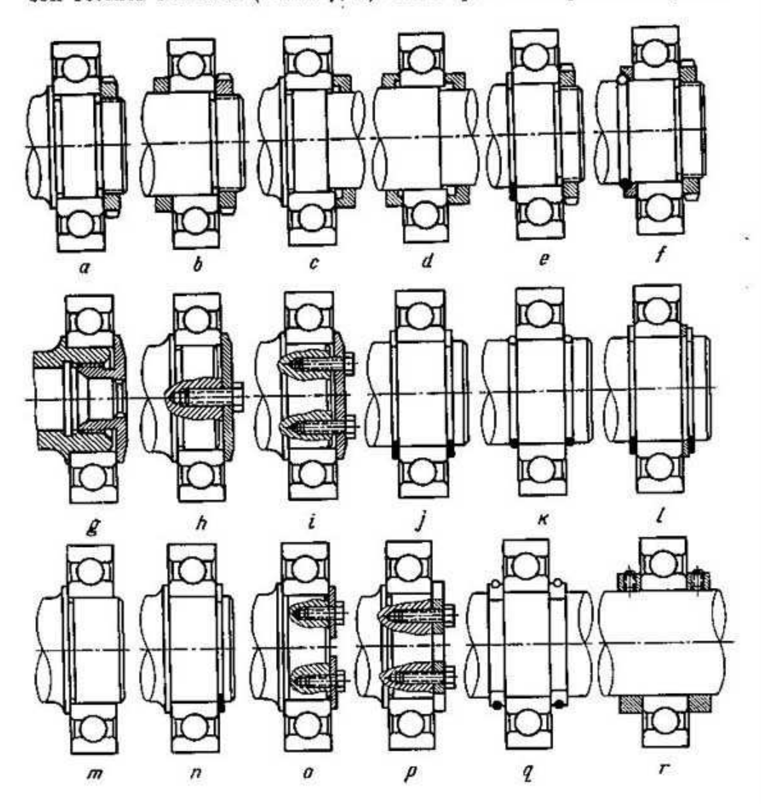


Fig. 461. Sujeción de los cojinetes en los árboles

sin holgura, valiéndose de retenes anulares (particularmente de alambre redondo), es necesario mantener rigurosamente la distancia entre las ranuras de los retenes o emplear arandelas intermedias calibradas (vista *l*). En los conjuntos de cojinete débilmente cargados, a veces, se limita con el ajuste de los cojinetes en el árbol con apretura hasta el tope en el ribete fijador (vista *m*). Este procedimiento no excluye

la posibilidad del desplazamiento del cojinete por el árbol, al aflojarse la apretura. En estos casos, es más correcto asegurar el cojinete del desplazamiento, valiéndose de un retén anular (vista *n*).

La fijación del cojinete extremo con arandelas ubicadas debajo de los tornillos, situados en la periferia del extremo del árbol (vista *o*), así como con una chapa (vista *p*) no asegura el apriete, ya que para evitar el alabeo los elementos de sujeción deben estar contiguos al extremo del árbol.

Casi no se emplean los procedimientos de fijación de los cojinetes con semianillos, con anillos seccionados de muelle tensados (vista *q*) y con anillos de regulación con tornillos forzadores (vista *r*). El último procedimiento, a veces, aún sa aplica para instalar cojinetes sobre un árbol liso, en caso que se tenga que regular la posición axial de los cojinetes.

10.8 Instalación de cojinetes con agujero de encaje cónico

La industria fabrica cojinetes con agujero interior cónico (conicidad 1 : 12, ángulo central del cono $\alpha \sim 5°$) para colocarlos en árboles lisos, valiéndose de un manguito sujetador seccionado con superficie interior cilíndrica y exterior cónica (fig. 462, *a*). El cojinete se aprieta en el manguito con tuerca, gracias a lo cual se crea

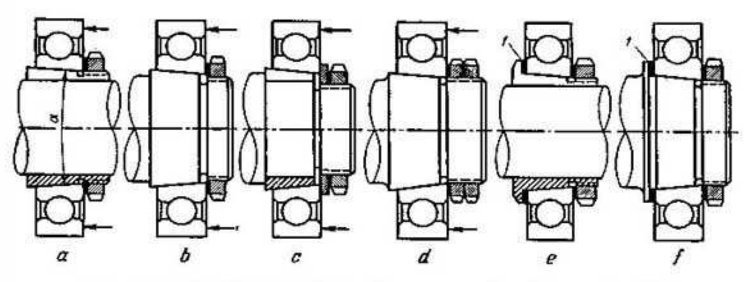


Fig. 462. Colocación de cojinetes con agujero de encaje cónico

la apretura indispensable para fijar el cojinete entre la superficie interior del cojinete por un lado y el manguito sujetador y el árbol por el otro.

Los cojinetes de este tipo tienen los siguientes defectos:

empeora el centrado del árbol debido a la superficie de encaje complementaria;

es posible el apriete excesivo del cojinete, que provoca la disminución de la holgura entre los cuerpos de rodadura y los collares; el intenso apriete excesivo puede conducir al agarrotamiento de los cuerpos de rodadura;

varía la posición del cojinete en el árbol, en el apriete, como resultado de la deformación elástica del collar, y en los aprietes reiterados, como resultado del aplastamiento de las superficies de apoyo;

los cojinetes no pueden soportar considerables fuerzas axiales dirigidas hacia el lado del diámetro mayor del cono, que provocan el empotramiento de los cuerpos de rodadura.

La instalación en el manguito sujetador aún no se emplea como procedimiento de sujeción de los cojinetes en árboles lisos con regulación de la posición axial del cojinete en el árbol.

En algunos casos, los cojinetes con agujero de encaje cónico se emplean para regular la holgura entre los cuerpos de rodadura y los collares, para eliminar la holgura en los cuerpos de rodadura que aumenta debido al desgaste y, por fin, como medio para crear la apretura radial previa.

En la figura 462, *b* se representa la sujeción de un cojinete cónico directamente en el árbol con superficie de encaje cónica, en la vista *c*, en el árbol cilíndrico escalonado con manguito cónico intermedio.

Las saetas en los dibujos indican la dirección de las fuerzas axiales, con la cual es posible el empotramiento de los cojinetes.

El apriete excesivo de los cojinetes en el montaje puede prevenirse, apretando el cojinete con una llave de límite o dinamométrica con la fijación subsiguiente de la tuerca con contratuerca (vista *d*) o apretando el cojinete en arandelas calibradas *1* (vistas *e*, *f*) que limitan el desplazamiento de la tuerca de apriete.

La introducción de arandelas calibradas atribuye al cojinete la capacidad de soportar fuerzas axiales en cualquier dirección. El espesor de las arandelas se debe mantener muy exacto, ya que con un espesor excesivo se debilita el ajuste en el árbol y con un espesor insuficiente es posible el apriete excesivo del cojinete. En las revisiones reiteradas se deben cambiar las arandelas. En la producción en masa no es conveniente el empleo de arandelas calibradas.

10.9 Instalación de cojinetes en los cuerpos

Los procedimientos para instalar cojinetes en cuerpos enterizos (montaje axial) se muestran en la figura 463.

En los apoyos fuertemente cargados el collar exterior del cojinete se aprieta con tuercas con tope en el ribete (vista *a*) o en el casquillo espaciador (vista *b*) fijado rígidamente en el cuerpo. El apriete contra retenes anulares (vista *c*) es más débil. En la construcción *d* el retén está reforzado, encerrándolo en una arandela de copa.

En las instalaciones extremas los cojinetes se fijan valiéndose de tapas. Según sea la profundidad *l* del alojamiento y el espesor de la junta de empaquetadura *1* (vista *e*) puede obtenerse una instalación con holgura *s* o con apretura (vistas *f*, *g*).

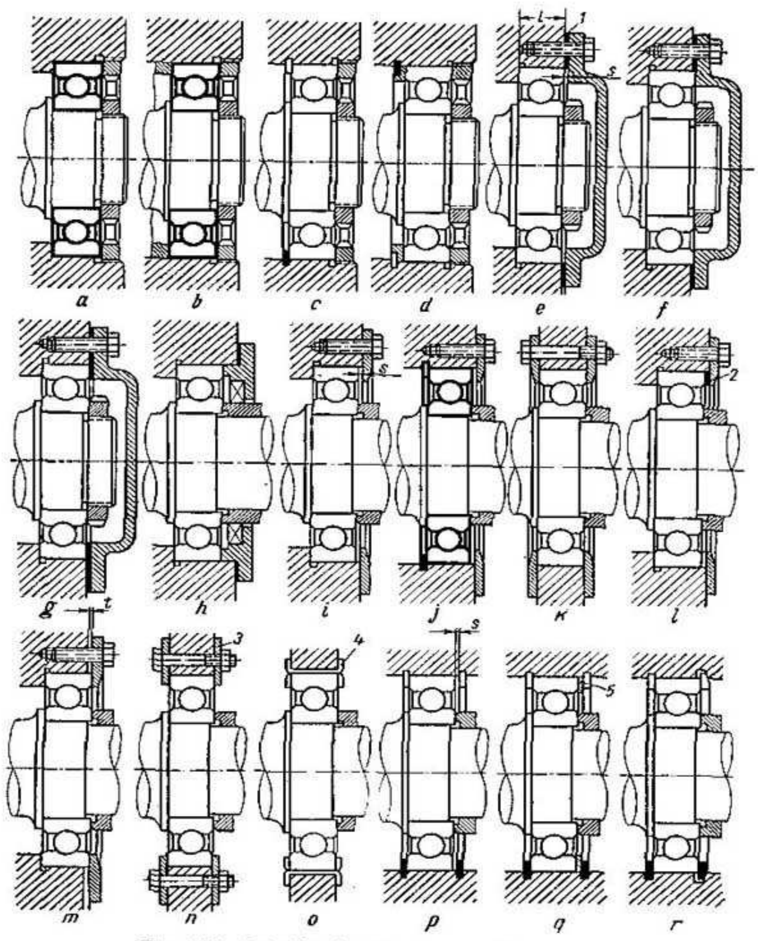


Fig. 463. Sujeción de cojinetes en los cuerpos

Las tapas ciegas no se suelen centrar; las tapas con empaquetadura (vista *h*) se centran por la superficie de encaje.

Al instalar los cojinetes en paredes interiores, tabiques, diafragmas, etc., los cojinetes se fijan valiéndose de discos (vistas *i*—*k*), habitualmente con pequeña holgura axial ($s = 0{,}1 \div 0{,}2$ mm). En caso que sea necesaria la fijación sin holgura, se introducen arandelas calibradas *2* (vista *l*). El apriete se ejecuta, previniendo entre el disco y el cuerpo la holgura $t = 0{,}05 \div 0{,}1$ mm (vista *m*).

En lugar de discos con frecuencia se emplean arandelas *3* (vista *n*). Si las arandelas se han apretado contra las superficies extremas del

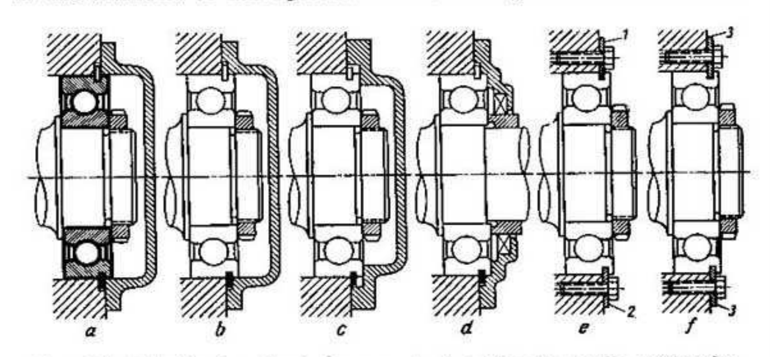


Fig. 464. Sujeción de cojinetes con ayuda de anillos de muelle seccionados

cuerpo (es decir, con holgura respecto al cojinete), no existe el peligro de alabeo de las arandelas y del cojinete, pese a que se ha hecho el apriete en varios puntos.

En los apoyos ligeramente cargados, en ausencia de fuerzas axiales, se aplica la fijación valiéndose de las placas *4* (vista *o*) con los extremos hendidos que se introducen en las ranuras axiales del agujero de encaje.

Se emplea vastamente la fijación con retenes anulares de muelle. Para simplificar el montaje los retenes se suelen colocar con una holgura $s = 0{,}1 \div 0{,}2$ mm (vista *p*). Si es necesaria la fijación sin holgura se introducen arandelas calibradas *5* (vista *q*) o se aplican retenes cónicos (vista *r*).

Es muy cómodo, particularmente en las instalaciones extremas, el procedimiento de fijación con ayuda de anillos de muelle partidos, introducidos en las ranuras del collar exterior del cojinete (los cojinetes de bolas radiales con ranuras se fabrican en serie).

Habitualmente, el anillo se aprieta entre el cuerpo y la tapa (o el disco). La entalla para el anillo se hace en el cuerpo (fig. 464, *a*) o, más preferentemente, en la tapa (vista *b*). Este procedimiento no

garantiza la fijación sin holgura (queda no eliminada la holgura entre el anillo de retén y las paredes de la ranura en el collar exterior del cojinete). Las fuerzas axiales que actúan en el cojinete son soportadas por el anillo de retén, cuya capacidad portante es limitada.

La fijación sin holgura la asegura el apriete contra el extremo del collar exterior (vista *c*). Manteniendo las dimensiones axiales indispensables o colocando juntas elásticas puede asegurarse un cierto apriete del cojinete. La carga axial en una dirección la recibe la tapa, en la otra, el anillo de retén. Las instalaciones pares con cojinetes dispuestos especularmente, sujetados con este procedimiento, pueden soportar grandes cargas axiales en ambas direcciones.

Las tapas con empaquetaduras, suelen centrarse por el collar exterior del cojinete (vista *d*).

Los cojinetes con ranuras en el collar exterior pueden fijarse también, valiéndose de los semianillos *1*, *2* (vista *e*) o de las arandelas *3* introducidas en la ranura (vista *f*).

Las correlaciones constructivas, en los cojinetes ejecutados con ranuras (fig. 465) son:

altura del retén

$$H = (0{,}5 \div 0{,}1)\, D,$$

espesor del retén

$$b \approx 0{,}3H,$$

distancia de la ranura al extremo del collar

$$A = (0{,}03 \div 0{,}06)\, D,$$

profundidad de la ranura

$$h \div 0{,}3H,$$

anchura de la ranura

$$b' = b + (1{,}0 \div 0{,}15),$$

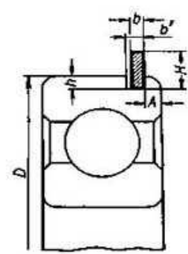


Fig. 465. Dimensiones de las ranuras en los collares exteriores de los cojinetes

donde b es el espesor de retén en mm.

En estas fórmulas los límites numéricos inferiores se refieren a los cojinetes medianos y grandes ($d > 60$ mm), los superiores, a los pequeños ($d < 60$ mm).

En los cuerpos separables (montaje radial) el cojinete se instala en ranuras anulares (fig. 466, *a*), mandrinadas en ambas mitades del cuerpo montado. Es más preferente la fijación que garantiza el mecanizado de una pasada: con ayuda de anillos (vista *b*), discos (vistas *c*, *d*), de retenes anulares (vista *e*) y manguitos (vista *f*), introducidos en las ranuras del cuerpo.

En las instalaciones extremas, los cojinetes se sujetan con tapas del mismo modo que en los cuerpos enterizos.

En algunos casos, cuando el conjunto de cojinete debe responder a requisitos particulares por el peso, dimensiones exteriores y exactitud de la colocación,

se emplean cojinetes especiales con elementos de sujeción incorporados en la construcción del collar (fig. 467, *a* — *c*).

En las vistas *d*, *e* se muestran cojinetes especiales para la colocación en cuerpos separables (por el plano meridional).

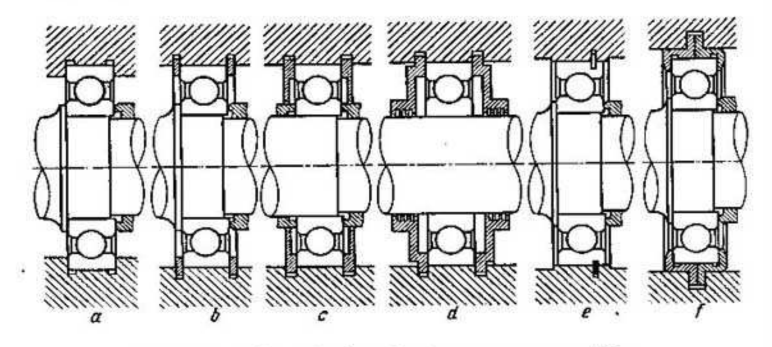


Fig. 466. Colocación de cojinetes en cuerpos partidos

El cojinete con centrado independiente de la temperatura (vista *f*) está designado para colocarlo en el cuerpo hecho de aleaciones ligeras, tiene dos superficies centradoras: en el collar exterior y en la brida hecha de una sola

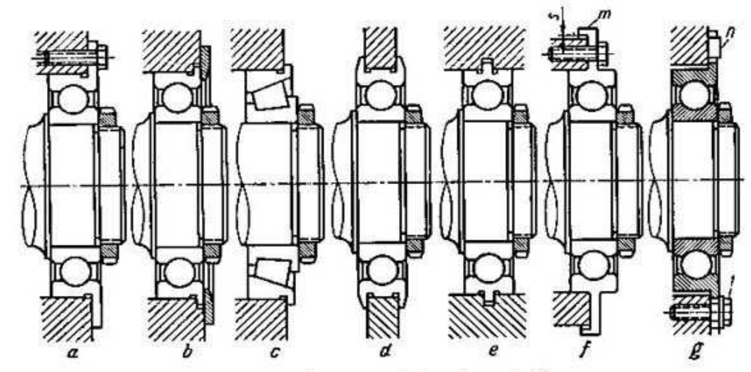


Fig. 467. Tipos especiales de sujeción

pieza con el collar. El centrado en frío se realiza por el collar. La segunda superficie centradora está dispuesta con relación al cuerpo con una holgura *s* igual a la diferencia de las deformaciones por cambio de temperatura del cuerpo y del cojinete. Al calentarse el cuerpo la holgura se elimina y el cojinete se centra por el espaldón *m*.

En la instalación independiente de la temperatura de la vista *g* se ha empleado el centrado por rayo radial por los salientes *n* del cuerpo, que entran en la entalla de la brida del collar exterior. El cojinete se aprieta al cuerpo con tornillos *1* con subcabezas que garantizan la libertad de los desplazamientos durante las deformaciones térmicas.

10.10 Instalación de cojinetes en manguitos de reducción

En los cuerpos de aleaciones ligeras, los cojinetes de contacto rodante se instalan, como regla general, en manguitos de reducción con el fin de prevenir el aplastamiento y deterioro de las superficies de apoyo, así como el arrastre del metal blando del cuerpo en la superficie exterior del cojinete, al girar el collar exterior del cojinete (particularmente, en la instalación flotante del collar).

Al colocar los cojinetes directamente en los agujeros del cuerpo el debilitamiento del agujero en el mandrinado puede poner fuera de servicio la fundición cara del cuerpo, además en las fases definitivas del tratamiento mecánico.

Por eso, a veces, los cojinetes se instalan en manguitos y en cuerpos de fundición, a excepción de los casos en que los agujeros para los cojinetes se mandrinan por operaciones adaptadas según plantillas de guía o en máquinas herramienta agrupadas, cuando el debilitamiento de los agujeros prácticamente se excluye.

Los manguitos se suelen hacer de acero normalizado al carbono. El espesor de las paredes de los manguitos es por término medio $s = 2 + 0{,}015D$ (D es el diámetro exterior del cojinete en mm); el ajuste en el cuerpo es *E*, *For*, *Ad*. La coaxialidad de las superficies exterior e interior de los manguitos se asegura con las tolerancias rigurosas de la desigualdad de las paredes. Al hacer la colocación con ajuste a presión es obligado el mandrinado en fino de los agujeros de los manguitos después del enmangado.

Los manguitos con bridas apretados al cuerpo (fig. 468, *a*) se fabrican estampados. Son convenientes las construcciones *b*, *c* con reducida altura de las bridas.

En las construcciones *d*, *e* los manguitos se han hecho de tubos de pared delgada, lo que permite que en el tratamiento mecánico los desechos de material sean mínimos.

Las construcciones de los manguitos que reúnen mayores requisitos de ingeniería son los arrollados de fleje calibrado (vista *f*). En el doblado, al manguito se le atribuye la dimensión que garantice la apretura al colocarlo en el agujero del cuerpo; en la junta del anillo queda una pequeña holgura.

A diferencia de los manguitos enterizos, el agujero de los cuales disminuye al encajarlos en el cuerpo con apretura, los manguitos de fleje conservan la dimensión del diámetro interior, que depende sólo del diámetro del mandrinado en el cuerpo y del espesor del fleje.

Los manguitos se fijan en sentido axial y se retienen del giro con tornillos (vista *a*), con apriete (vistas *b*, *c*), con pasadores radia-

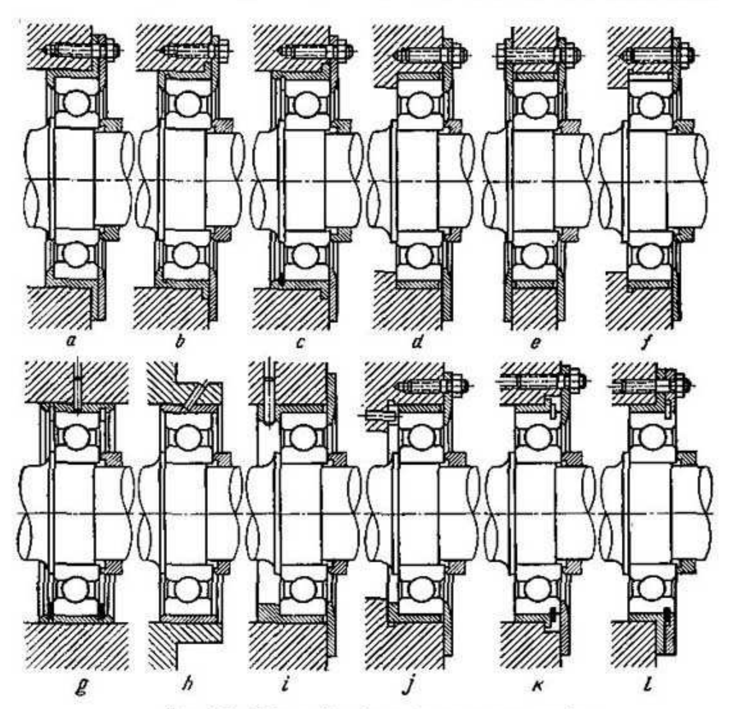


Fig. 468. Colocación de cojinetes en manguitos

les e inclinados (vistas *g—i*). Los pasadores axiales (vista *j*) fijan los manguitos sólo del giro.

En la figura 468, *k*, *l* se muestran los procedimientos para colocar en manguitos los cojinetes con anillos de muelle en el collar exterior.

10.11 Elementos constructivos para sujetar los cojinetes

En la figura 469 se muestran los procedimientos de apoyo de los extremos del cojinete en los ribetes de los árboles.

Los ribetes con ranuras internas para la salida de la muela de rectificar (vistas *a*, *b*) se aplican en los árboles poco cargados. En

los árboles cíclicamente cargados para mejorar la resistencia a la fatiga, la superficie cilíndrica del árbol se une con el ribete por redondeo (vista *c*). El radio de redondeo, de la condición de la adherencia compacta del extremo del collar al ribete, debe ser no mayor de $0,8R$, donde R es el radio de redondeo (o cateto del chaflán) del collar del cojinete (habitualmente igual a $0,1\,\frac{D-d}{2}$, donde D y d son respectivamente los diámetros exterior e interior del cojinete).

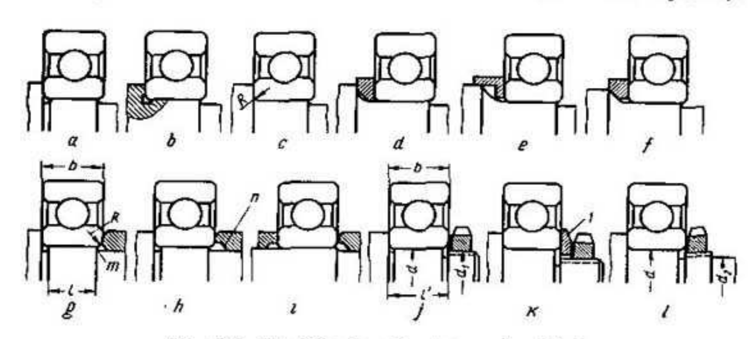


Fig. 469. Sujeción de cojinetes en los árboles

En las transiciones con redondeos de gran radio y elípticos, así como en las transiciones cónicas se emplean arandelas de empuje intermedias (vistas *d—f*).

Con el fin de reducir el mecanizado de precisión y para asegurar la salida de la muela de rectificar, las superficies de encaje deben ser algunas décimas de milímetro más altas que las superficies contiguas del árbol que no necesitan el maquinado preciso.

La superficie de encaje (vista *g*) se suele hacer sólo hasta el redondeo del cojinete ($l \approx b - R$, donde R es el radio de redondeo). En el manguito se hace un chaflán de 45° para cubrir el escalón m y simplificar el montaje del manguito en el árbol. Las entallas anulares en los manguitos (vista *h*) garantizan un apriete más seguro y no imponen límites severos a la longitud de la superficie de encaje.

Para simplificar el montaje, la entalla interna se dota del chaflán de entrada n.

En las instalaciones intermedias con apriete del cojinete entre dos manguitos (o cubos de las piezas acopladas) la superficie de encaje, teniendo en cuenta las oscilaciones de producción de las dimensiones axiales, se hace hasta el extremo del cojinete (vista *i*) e incluso se prolonga fuera de su límite. En este caso es imprescindible practicar entallas internas.

En las instalaciones extremas con sujeción por tuerca, las espiras de trabajo suelen terminarse a la distancia $l' = b$ del ribete (vista

j), con el objeto de que la ranura interna se disponga bajo el redondeo del cojinete.

El diámetro de la rosca d_1 se aconseja hacerlo lo más cerca posible al diámetro d de la superficie de encaje, con el fin de evitar la colocación de la arandela intermedia *1* (vista *k*).

Es peculiarmente importante la observación de esta regla en las instalaciones intermedias (vista *l*), con el fin de disminuir el salto de los diámetros d y d_2 del árbol. Con este mismo fin, en los conjuntos de apriete de los cojinetes siempre se utiliza rosca de paso fino.

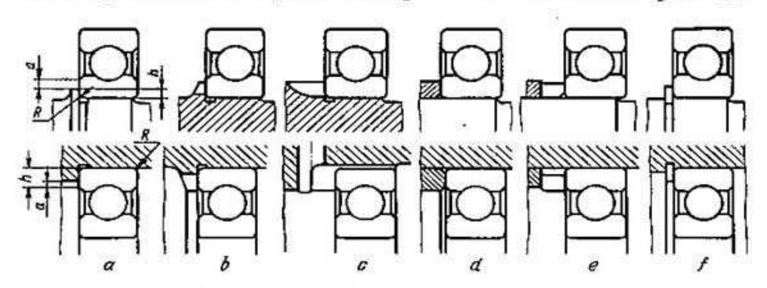


Fig. 470. Altura de las pestañas de apoyo

La altura de los ribetes de apoyo y de otros elementos que fijan los cojinetes en sentido axial se determina teniendo en cuenta las condiciones del desmontaje de los cojinetes.

Los cojinetes de contacto rodante se montan y desmontan aplicando esfuerzos sólo al collar fijo (al collar interior al encajar los cojinetes con apretura en el árbol, y al exterior al encajarlos con apretura en el cuerpo). No debe ejercerse esfuerzo sobre el otro collar, ya que en este caso el esfuerzo se transmite a través de los cuerpos de rodadura y de las pistas de rodadura, que pueden deteriorarse.

La altura del ribete de apoyo h debe ser menor que el espesor del collar en la magnitud a (fig. 470, a) suficiente para el tope del casquillo de desmontaje o de las patas del extractor directamente en el collar del cojinete.

La altura límite de los ribetes se reglamenta por la normal de la construcción de maquinaria MN-389-60. Para la determinación aproximada de la altura de los ribetes puede hacerse uso de la correlación:

$$h = 0{,}1\,\frac{D-d}{2} + (2 \div 3)\ \text{mm}.$$

Puede aumentarse la altura de los ribetes, si se practican en ellos dos o tres entallas de suficiente profundidad que garantice el agarre firme del collar con las patas del extractor (vistas *b*, *c*).

La altura de los manguitos distanciadores (vista *d*) no se limita, si los manguitos pueden extraerse antes del desmontaje o utilizarse como manguitos extractores. Si hay que quitar el cojinete con el manguito distanciador colocado en el lugar, conviene limitar la altura del manguito o abrir en los manguitos ranuras para las patas del extractor (vista *e*), de acuerdo con las reglas descritas anteriormente.

La altura de los retenes anulares que fijan los cojinetes (vista *f*) no se limita, si el retén puede quitarse antes del desmontaje. Si el desmontaje se realiza con el retén puesto en el sitio, la altura de

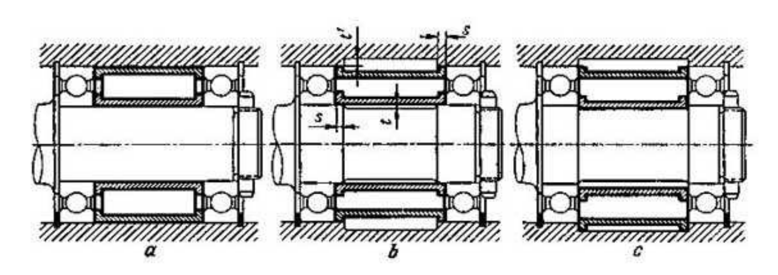


Fig. 471. Colocación de manguitos distanciadores

su saliente por encima de la superficie de encaje, debe ser limitada. La altura de los retenes anulares estandartizados, determinada por la condición de la resistencia mecánica del retén, casi siempre satisface la condición de extracción de los cojinetes.

Los manguitos distanciadores empleados para el apriete de los cojinetes en las instalaciones pares, deben ser centrados para evitar el alabeo.

El procedimiento, mostrado en la figura 471, *a* de centrado por toda la superficie del árbol y del cuerpo no es ventajosa tecnológicamente, puesto que, en este caso, es necesario el mecanizado preciso del árbol y del cuerpo en todo el sector de disposición de los manguitos distanciadores.

Es conveniente que las superficies, que no necesitan mecanizado de precisión, se dispongan por debajo de las superficies de encaje a la magnitud t, alargando las últimas a la distancia $s = 4 \div 5$ mm (vista *b*) suficiente para el centrado.

La magnitud t para las superficies que se mecanizan se hace igual a varias décimas de milímetro, y para las superficies de fundición brutas de los cuerpos la dimensión t' se establece en los límites de 4—5 mm.

Los manguitos distanciadores se centran, habitualmente, con los ajustes C_{2a}; C_3.

Si el ajuste de los cojinetes en el árbol es exacto, al centrar los manguitos distanciadores interiores por las cinturas de encaje del árbol, es necesario emplear el sistema de árbol.

En los conjuntos de cojinete de poca responsabilidad el diámetro interior del manguito se hace por el nominal 0,1—0,2 mm mayor que el diámetro de las superficies de encaje del árbol, ejecutándolo por el sistema de agujero.

La colocación de manguitos distanciadores sin centrado o con centrado insuficientemente seguro (poca magnitud de s) representa un error grosero. Debido a la presencia de chaflanes de entrada en las superficies centradoras de los manguitos, así como a las inexactitudes de la longitud de las cinturas de encaje en el árbol y en el cuerpo es posible perder la centración y el desplazamiento de los manguitos en sentido radial (vista c).

10.12 Instalación de cojinetes radiales

Los cojinetes radiales se aplican preferentemente por pares, raramente en instalación de filas múltiples.

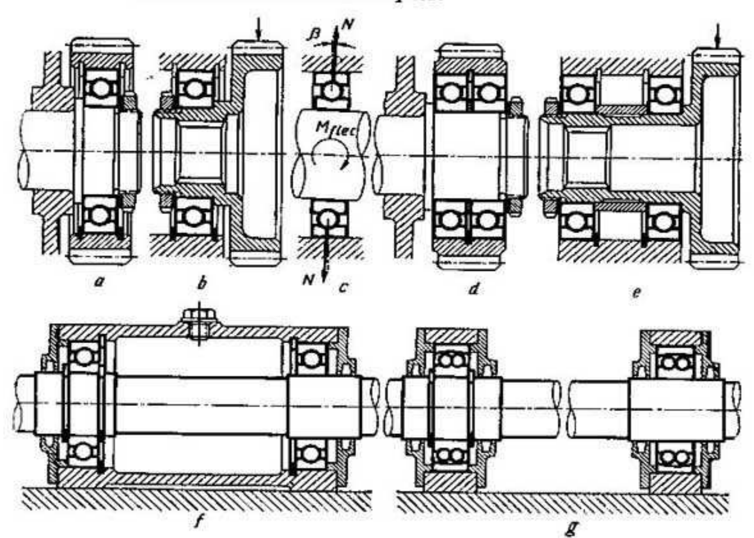


Fig. 472. Colocación de cojinetes de bolas

No se debe admitir la instalación de piezas cargadas en un cojinete (fig. 472, a, b). La holgura angular de los cojinetes de bolas, que constituye 1—2°, incluso a pequeñas cargas, provoca el alabeo

de la pieza colocada en el cojinete. En presencia de momento flector (vista *b*), las condiciones de trabajo de las bolas empeoran bruscamente. Las bolas se desplazan por los lados laterales de las pistas de rodadura y el momento flector M_{flec} debido al par de fuerzas que actúan sobre las bolas dispuestas una enfrente de otra (vista *c*), debido a la pequeña magnitud del ángulo de contacto β, provoca la aparición de considerables cargas N, normales a la superficie de contacto. Los cojinetes que trabajan en estas condiciones se estropean rápidamente.

En las construcciones correctas (vistas *d*, *e*), los cojinetes van cargados sólo por fuerzas radiales.

Como regla general, se aconseja colocar los cojinetes en un cuerpo (vista *f*) o en las partes del cuerpo, enlazadas y fijadas rígidamente la una respecto de la otra. Si por condiciones constructivas hay que instalar los cojinetes en distintos cuerpos, deben emplearse cojinetes autoalineadores (vista *g*).

Para el trabajo correcto de los cojinetes en las instalaciones pares y de apoyos múltiples es necesario que sólo uno de los cojinetes (fijador) esté sujeto en el árbol y en el cuerpo. Los demás cojinetes deben estar sujetos en el árbol o en el cuerpo y deben tener la posibilidad de desplazarse libremente en sentido axial, en el primer caso respecto al cuerpo, en el segundo, respecto al árbol.

Al sujetar ambos cojinetes en el árbol y en el cuerpo (fig. 473, *a*) es necesario mantener con exactitud las distancias axiales entre los elementos fijadores (en este caso la distancia l entre los anillos de retén del cojinete de la izquierda y de la derecha). De lo contrario ya en la colocación primordial, es posible el apriete excesivo de los cojinetes. En el trabajo, el conjunto se calienta por el rozamiento (en las máquinas térmicas, se calienta además por el calor del proceso de trabajo de la máquina). Si el cuerpo se ha hecho de material con coeficiente de dilatación lineal mayor que el del material del árbol, con el calentamiento el cuerpo se alarga más que el árbol. Incluso si los cojinetes se colocan correctamente en la máquina fría, en el calentamiento se produce el empotramiento de los cojinetes.

Ejemplo.

Supongamos que la distancia entre los cojinetes es $l = 150$ mm. El material del cuerpo es una aleación a base de aluminio ($\alpha_{cuer} = 22 \cdot 10^{-6}$). El coeficiente de dilatación lineal del material del árbol (acero es $\alpha_{ár} = 10 \cdot 10^{-6}$). La temperatura del conjunto es 100° C.

El alargamiento del cuerpo en el calentamiento es

$$\Delta l_{cuer} = \alpha_{cuer} t l = 22 \cdot 10^{-6} \cdot 100 \cdot 150 = 0{,}33 \text{ mm}.$$

El alargamiento del árbol en el mismo sector es

$$\Delta l_{ár} = \alpha_{ár} t l = 10 \cdot 10^{-6} 100 \cdot 150 = 0{,}15 \text{ mm}.$$

En el calentamiento, el cojinete quedará sobreapretado en la magnitud

$$\Delta l_{cuer} - \Delta l_{ár} = 0{,}33 - 0{,}15 = 0{,}18 \text{ mm}.$$

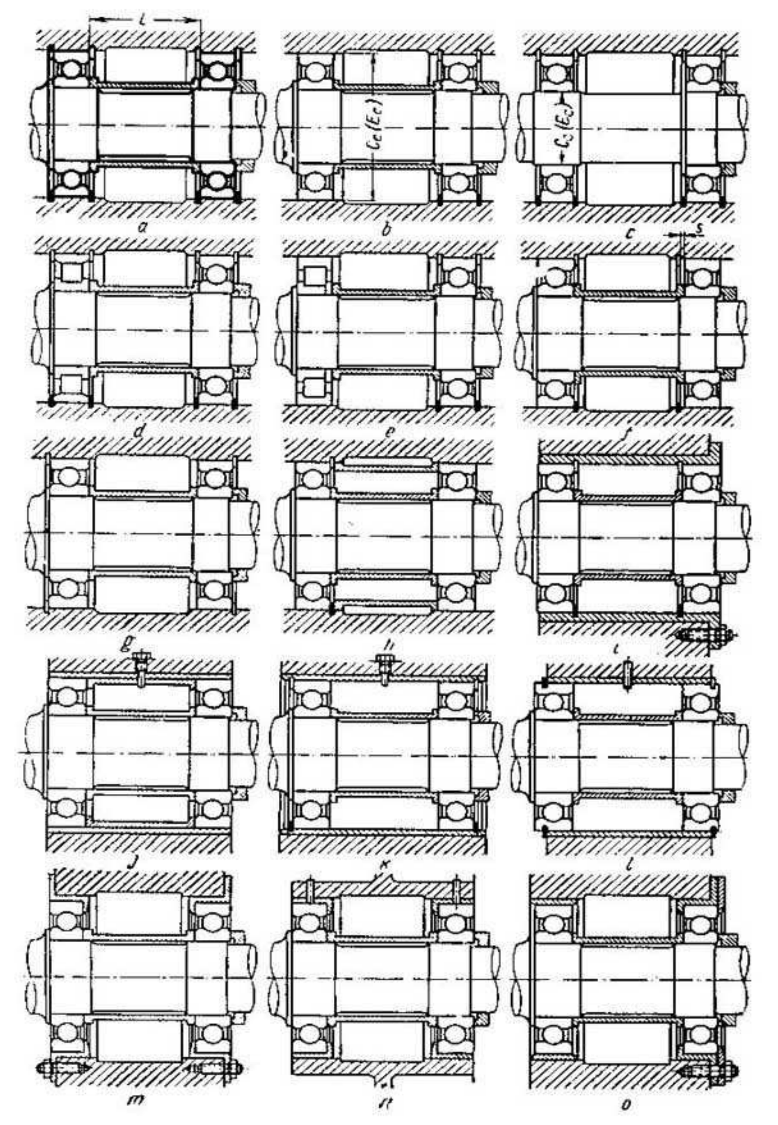


Fig. 473. Instalación por pares de cojinetes de bolas

En la instalación correcta (vista *b*) el cojinete de la derecha está sujeto rígidamente en el árbol y en el cuerpo; el de la izquierda es flotante. Su collar interior se va sujeto sólo en el árbol, el exterior puede desplazarse por el cuerpo. Este esquema de instalación hace que los requisitos a la exactitud de ejecución de las dimensiones axiales del conjunto sean menores y elimina la influencia que ejercen las deformaciones térmicas en su trabajo.

El ajuste de los collares flotantes en el cuerpo (para evitar la carga de los cuerpos de rodadura en los desplazamientos de los collares) se hace lo suficientemente libre (S, C, no superior a E).

La variante con sujeción del collar exterior del cojinete flotante en el cuerpo y con desplazamiento del collar interior por el árbol (vista *c*) se emplea raramente, puesto que con este tipo de instalación, la superficie por la que se desplaza el cojinete se reduce bruscamente (por término medio 2—2,5 veces) y surge el peligro del aplastamiento y deterioro de la cintura de encaje. Con esta instalación es necesario atribuir a la cintura de encaje del árbol elevada dureza.

En la instalación conjunta de cojinetes de bolas y de rodillos (vista *d*) el cojinete de bolas fija el árbol. La libertad de instalación del extremo opuesto del árbol se asegura con el desplazamiento de los rodillos por la pista de rodadura del collar exterior del cojinete.

Este procedimiento es aplicable para distancias relativamente pequeñas entre los cojinetes. A grandes desplazamientos, cuando surge el peligro de que los rodillos salgan fuera del límite de la pista de rodadura se emplean cojinetes con rodillos fijados por los ribetes en ambos collares del cojinete (vista *e*). El cojinete flota en el cuerpo por el collar exterior.

Puede admitirse apartarse de las reglas descritas, si la distancia entre los cojinetes es pequeña, si el árbol y el cuerpo se han hecho de material con coeficiente de dilatación lineal aproximadamente igual y si las temperaturas de trabajo del árbol y del cuerpo son aproximadamente las mismas.

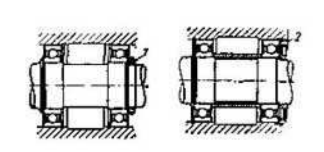
Con frecuencia, los collares interiores de los cojinetes se tensan al árbol y los exteriores se fijan en ambas direcciones valiéndose de anillos de retén dispuestos entre los collares exteriores (vista *f*). Si no existen deformaciones térmicas relativas, estos sistemas son bastante fiables. Los errores de producción se tienen en cuenta por la designación de la holgura de garantía $s = 0{,}2 \div 0{,}3$ mm entre los elementos fijadores y los collares exteriores de los cojinetes.

En la instalación con fijación de los cojinetes por retenes exteriores (vista *g*), la dilatación del cuerpo provoca el aumento de la holgura axial en el sistema, es decir, no hay peligro de empotramiento de los cojinetes. Por las condiciones de montaje este sistema es más preferente que el de la vista *f* (es posible la instalación del árbol en el cuerpo montado con los cojinetes).

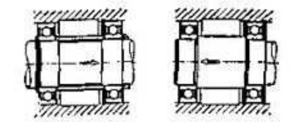
Estos sistemas se emplean, si no hay necesidad de fijar el árbol sin holgura.

En el sistema que no depende de la temperatura (vista *h*) los cojinetes están fijados en el cuerpo por medio de un manguito de ace-

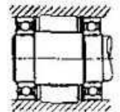
Errores en las instalaciones por pares de conjinetes



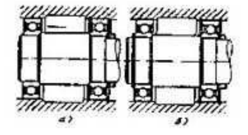
Apriete excesivo inevitable de los cojinetes, al apretar las tuercas *1*,*2*. Se deben introducir casquillos espaciadores entre los collares tensados.



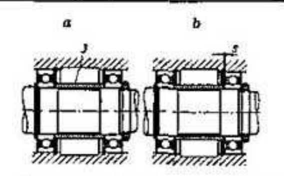
El árbol no se ha fijado del desplazamiento axial en los sentidos indicados por las saetas



El árbol no se ha fijado de los desplazamientos axiales en ambas direcciones

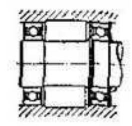


a, el cojinete de la izquierda no se ha fijado del desplazamiento en la dirección indicada por la saeta; *b*, construcción correcta

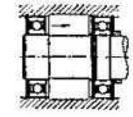


En la vista *a* la instalación no es aconsejable. Con una longitud insuficiente del casquillo espaciador *3* es posible el apriete excesivo de los cojinetes y de los anillos de retén.

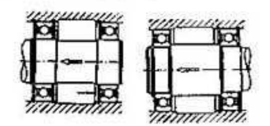
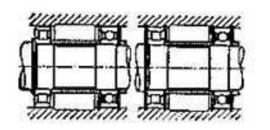
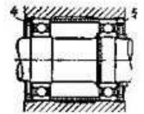
Este esquema es sólo admisible en presencia de holgura garantizada *s* entre los collares exteriores de los cojinetes y del anillo de retén (vista *b*)



El cojinete de la izquierda no se ha fijado de los desplazamientos axiales



El cojinete izquierdo no se ha fijado del desplazamiento en el sentido indicado con la saeta

 El árbol no se ha fijado de los desplazamientos en las direcciones indicadas con las saetas. El cojinete de la izquierda no se ha fijado del desplaramiento hacia la izquierda	
 *a*, el collar exterior del cojinete de rodillos no se ha fijado de los desplazamientos axiales; *b*, instalación correcta	 El árbol junto con los cojinetes puede desplazarse en sentido axial según sea la posición de las tuercas *4*, *5*. Este esquema es admisible sólo como procedimiento para regular la posición axial del árbol

ro intermedio, sujeto en el cuerpo con retén anular. Puesto que los coeficientes de dilatación lineal del material de los manguitos y del árbol son iguales, la variación de las dimensiones lineales del cuerpo al oscilar la temperatura, no repercute en la exactitud de la colocación (si la temperatura del manguito no se distingue demasiado de la del árbol).

Las instalaciones con disposición de los cojinetes en manguitos intermedios de acero (vistas *i—l*), poseen también la propiedad de independencia de la temperatura.

La instalación individual de los cojinetes en manguitos (vistas *m*, *n*) no es de independencia de la temperatura. En estos casos, es necesario hacer uno de los cojinetes flotante (vista *o*).

En la tabla 48 se insertan ejemplos de los errores que con frecuencia se encuentran en la instalación por pares de cojinetes radiales.

10.13 Cojinetes radiales-axiales

Los cojinetes radiales-axiales de bolas, casi siempre se emplean en la instalación especular por pares, con apriete axial obligado.

El procedimiento de apriete y disposición de los cojinetes influye en el trabajo del conjunto. El apriete de los collares interiores (fig. 474, *a*), cuando los ejes de rodadura de las bolas se entrecruzan entre los cojinetes (esquema *X*), asegura mayor rigidez del conjunto que el apriete de los collares exteriores (vista *b*), cuando los ejes de rodadura se disponen fuera de los cojinetes (esquema *O*).

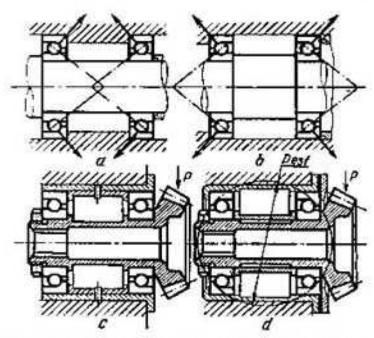


Fig. 474. Esquemas de colocación de cojinetes radiales-axiales

Esto se ve bien en la figura 474, *d* que representa la disposición particularmente errónea según el esquema *O*, con la cual las superficies de rodadura de los collares exteriores se colocan casi con exactitud en una esfera con centro en el eje de simetría de la instalación. La resistencia del árbol contra el efecto retorcedor de la fuerza transversal *P* es pequeña; el árbol resulta como si estuviera situado en un apoyo esférico. La disposición según el esquema *X* (vista *c*) da al árbol estabilidad completa.

Los cojinetes, según sea el esquema de instalación, reaccionan distintamente a las deformaciones térmicas del sistema. Si el cuerpo se calienta en el trabajo más que el árbol, o se ha hecho de material con mayor coeficiente de dilatación lineal, en la instalación según el esquema *X* surge una apretura axial complementaria, y en la instalación según el esquema *O*, la apretura disminuye.

Si la temperatura del árbol es mayor que la del cuerpo, en el esquema *X* la apretura se debilita, y en el esquema *O* aumenta.

10.13.1 Momentos giroscópicos

En los cojinetes radiales-axiales debido a la inclinación del eje de rotación de las bolas a un ángulo β respecto al eje de rotación del cojinete, las bolas se someten a la acción de momentos giroscópicos que tienden a girar la bola en torno a su eje, tangente a la di rección de la velocidad circunferencial de la bola (fig. 475, *a*).

El momento giroscópico es

$$M_{\text{gir}} = I\omega_0\omega_{\text{bol}} \operatorname{sen} \beta, \qquad (228)$$

donde ω_0 es la velocidad angular de rotación del centro de la bola en torno al eje del cojinete; ω_{bol} es la velocidad angular de rotación

de la bola en torno a su eje propio; I es el momento de inercia de la bola, igual a

$$I=\frac{\pi}{60}\,d_{\text{bol}}^{5}\,\frac{\gamma}{g},\tag{229}$$

donde d_{bol} es el diámetro de la bola; γ es el peso específico del material de la bola (para los aceros para cojinetes de bolas $\gamma =$

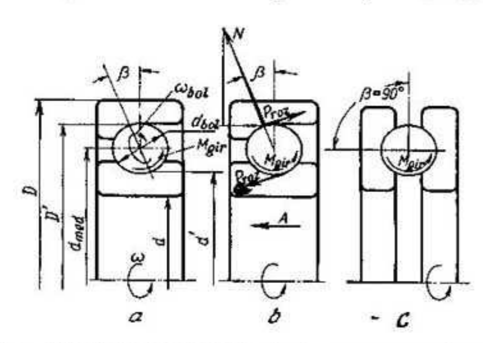


Fig. 475. Esquemas de la acción de los momentos giroscópicos

$= 0{,}008$ kgf/cm³); g es la constante gravitatoria ($g = 981$ cm/s²).

La velocidad angular del centro de la bola es

$$\omega_0=\frac{\omega}{1+D'/d'},\tag{230}$$

donde ω es la velocidad angular de rotación del árbol $\left(\omega=\frac{\pi n}{30}\right)$; D' y d' son los diámetros de las circunferencias de contacto respectivamente en los collares exterior e interior, iguales a

$$D'=d_{\text{med}}+d_{\text{bol}}\cos\beta=d_{\text{med}}\left(1+\frac{d_{\text{bol}}}{d_{\text{med}}}\cos\beta\right),\tag{231}$$

$$d'=d_{\text{med}}-d_{\text{bol}}\cos\beta=d_{\text{med}}\left(1-\frac{d_{\text{bol}}}{d_{\text{med}}}\cos\beta\right),\tag{232}$$

donde d_{med} es el diámetro medio del cojinete.

Para los cojinetes de la serie ligera $d_{\text{bol}}/d_{\text{med}} = 0{,}18 \div 0{,}22$; de la serie media, 0,22—0,25; de la serie pesada, 0,27—0,3.

La velocidad angular de rotación de la bola en torno a su eje propio es

$$\omega_{\text{bol}}=\omega_0\,\frac{D'}{d_{\text{bol}}}.\tag{233}$$

37—977

Sustituyendo en la ecuación (228) el valor de I de la fórmula (229) y de ω_{bol} de la fórmula (233), obtenemos

$$M_{gir} = \frac{\pi}{60} \cdot \frac{\gamma}{g} = d^4_{bol}\omega_0^2 D' \operatorname{sen}\beta. \tag{234}$$

Como se ve de esta ecuación el momento giroscópico es proporcional al cuadrado de la velocidad de rotación, a la cuarta potencia del diámetro de la bola e incrementa por la ley sinusoidal con el aumento del ángulo de contacto β, alcanzando la magnitud máxima en los cojinetes axiales, en los cuales $\beta = 90°$ (vista *c*).

Es cómodo expresar el momento giroscópico por la fuerza centrífuga de la bola

$$P_{cent} = \frac{\pi d^3_{bol}}{6} \cdot \frac{\gamma}{g} \omega_0^2 \frac{d_{med}}{2}. \tag{235}$$

Introduciendo el valor de P_{cent} en la fórmula (234), obtenemos

$$M_{gir} = 0{,}2 P_{cent} \frac{d_{bol}}{d_{med}} D' \operatorname{sen}\beta. \tag{236}$$

Sustituyendo D' de la fórmula (231) e introduciendo la designación $d_{bol}/d_{med} = a$, hallamos

$$M_{gir} = 0{,}2 P_{cent} d_{bol} (1 + a \cos\beta) \operatorname{sen}\beta. \tag{237}$$

La rotación de las bolas por la acción de M_{gir} la obstaculiza el momento de rozamiento (vista *b*)

$$M_{roz} = P_{roz} d_{bol} = N f d_{bol},$$

donde f es el coeficiente de rozamiento de deslizamiento (debido a las vibraciones inevitables durante el trabajo del cojinete, el coeficiente de rozamiento tiene una magnitud insignificante $f = 0{,}01 \div$ $\div\, 0{,}02$); N es la fuerza reactiva en las superficies de contacto, igual (en caso de reparto uniforme de la carga por las bolas) a

$$N = \frac{A}{z \operatorname{sen}\beta},$$

aquí A es la carga axial en el cojinete; z es el número de bolas.

Por consiguiente,

$$M_{roz} = \frac{A f d_{bol}}{z \operatorname{sen}\beta}. \tag{238}$$

La rotación de las bolas no tiene lugar si

$$M_{roz} > M_{gir}.$$

Sustituyendo en esta correlación M_{roz} de la fórmula (238) y M_{gir} de la fórmula (236) hallamos la magnitud mínima de la carga axial, con lo cual no tiene lugar la rotación,

$$A_{min} = 0{,}2 \frac{P_{cent} D' z \operatorname{sen}^2\beta}{d_{med} f}$$

o, en vista de que $D' = d_{med}\,(1 + a\cos\beta)$,

$$A_{mín} = \frac{0{,}2zP_{cent}}{f}\,(1 + a\cos\beta)\,\text{sen}^2\beta. \tag{239}$$

Ejemplo.

Calculemos el cojinete de la serie media 46316 ($d = 8$ cm; $D = 17$ cm, $d_{med} = 12{,}5$ cm; $d_{bol} = 2{,}8$ cm; $\beta = 26°$; el número de bolas $z = 12$).

Adoptemos $n = 3000$ r.p.m. ($\omega = 314\ s^{-1}$), el coeficiente de rozamiento $f = 0{,}02$.

Los diámetros de las circunferencias de contacto según las fórmulas (231) y (232) son

$$D' = 12{,}5 + 2{,}8\cdot 0{,}9 = 15 \text{ cm},$$
$$d' = 12{,}5 - 2{,}8\cdot 0{,}9 = 10 \text{ cm}.$$

La velocidad angular de los centros de las bolas, según la fórmula (230), es

$$\omega_0 = \frac{314}{1 + \frac{15}{10}} = 125{,}5\ s^{-1}.$$

La fuerza centrífuga de la bola, según la fórmula (235), es

$$P_{cent} = \frac{\pi\cdot 2{,}8^3}{6}\cdot\frac{0{,}008}{981}\cdot 125{,}5^2\cdot\frac{12{,}5}{2} = 9{,}5 \text{ kgf}.$$

La fuerza axial mínima que previene la rotación de las bolas, según la fórmula (239), es

$$A_{mín} = \frac{0{,}2\cdot 9{,}5\cdot 12}{0{,}02}\left(1 + \frac{2{,}8}{12{,}5}\,0{,}9\right)0{,}438^2 = 260 \text{ kgf}$$

En los cojinetes cargados con una fuerza axial suficientemente grande la rotación de las bolas no suele tener lugar (a excepción de las bolas cuyo diámetro en los límites de la tolerancia para la fabricación es menor que el de las demás bolas).

En los cojinetes no cargados (cojinetes de cierre de las instalaciones por pares) la rotación se observa cuando el apriete no es bastante fuerte, así como al aflojarse la apretura como resultado del desplazamiento axial del árbol bajo la acción de la carga de trabajo.

En los cojinetes cargados sólo por la fuerza radial, la rotación puede tener lugar en la zona no cargada del cojinete. Para evitar este fenómeno es necesario apretar los cojinetes con una fuerza axial suficientemente grande.

En los cojinetes radiales de bolas los momentos giroscópicos surgen al inclinarse las líneas de contacto, como resultado de la aplicación de fuerzas axiales, asimismo en los alabeos del cojinete. Debido a que los ángulos β son insignificantes los momentos giroscópicos son pequeños.

En los cojinetes de rodillos cónicos los momentos giroscópicos que alcanzan, para grandes ángulos β, considerable magnitud, se soportan por las superficies de rodamiento y provocan sólo un aumento de las cargas de borde.

10.13.2 Apretura previa

Una importancia principal para el trabajo correcto de los cojinetes radiales-axiales tiene la apretura previa axial.

La apretura elegida correctamente asegura la adherencia compacta de las bolas a las pistas de rodadura, disminuye el desgaste de las superficies de rodamiento, aumenta la capacidad de carga y la longevidad de los cojinetes, previene la rotación de las bolas bajo la acción de los momentos giroscópicos y, por consiguiente, reduce el coeficiente de rozamiento.

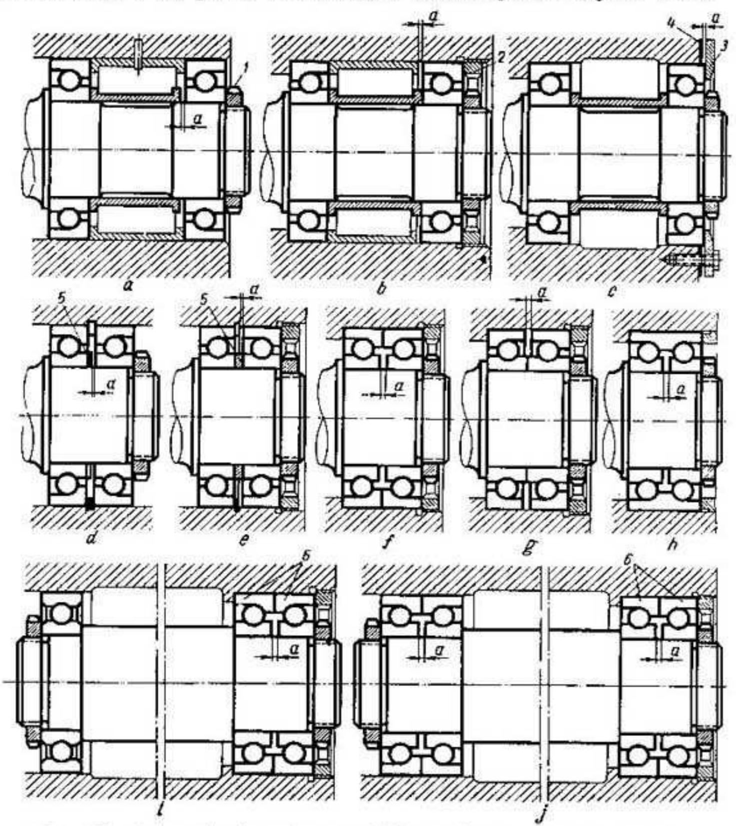


Fig. 476. Colocación de cojinetes radiales-axiales con apretura previa

La apretura excesiva es tan peligrosa como la insuficiente, puesto que provoca el agarrotamiento de las bolas, la sobrecarga de las superficies de rodamiento y el elevado desprendimiento de calor.

La apretura previa se realiza por los procedimientos fundamentales siguientes:

1) apretando los cojinetes a la magnitud medida del desplazamiento axial de los collares exteriores respecto de los interiores;

2) apretando los cojinetes hasta la obtención de un determinado momento de resistencia a la rotación;

3) aplicando a los cojinetes una fuerza axial permanente (apretura de muelle).

Con el primer procedimiento entre los collares interiores y exteriores de los cojinetes apareados se colocan manguitos distanciadores de distinta longitud. Al hacer la colocación según el esquema *X* (fig. 476, *a*) los collares interiores se tensan con la tuerca *1* hasta el tope en el extremo del manguito distanciador. En este caso, en el sistema surge una apretura, cuya magnitud se determina por la diferencia *a* de las longitudes de los manguitos.

Al hacer la instalación según el esquema *O* (vista *b*), con la tuerca *2* se tensan los collares exteriores hasta el tope en el extremo del manguito distanciador exterior.

Se practica también el apriete de los collares exteriores con la arandela extrema *3* (vista *c*) hasta eliminar la holgura *a*, cuya magnitud se regula con arandelas de medida *4*. Si los cojinetes están dispuestos uno junto a otro (vistas *d*, *e*), la apretura se consigue colocando entre los collares arandelas calibradas *5* con un espesor que se diferencia a la magnitud *a* del espesor del elemento fijador (retén anular).

La industria fabrica cojinetes radiales-axiales dúplex con la holgura establecida de antemano *a*, que se elimina en el tensado (vistas *f—h*).

La magnitud indispensable de la apretura depende de la forma de las superficies de rodamiento, del ángulo de contacto, de la distancia entre los cojinetes, del carácter de la carga, de la velocidad de rotación, de la temperatura del conjunto, del coeficiente de rozamiento, de la magnitud de la carga de trabajo (radial y axial) y de otros factores. Es muy difícil tener en cuenta todos estos factores en el cálculo.

Las fábricas constructoras que producen cojinetes para la instalación con apretura previa, se rigen a las normas efectivas sólo para los cojinetes del tipo dimensión dado y con una distancia dada entre los cojinetes. En los demás casos se tiene que elegir la apretura por vía experimental.

Cifras aproximadas: para los cojinetes de dimensión media y pequeña, al colocarlos a pequeña distancia el uno del otro $a = 0,05 \div 0,07$ mm, para los cojinetes de grandes dimensiones, 0,07—0,12 mm. A grandes cargas, pequeñas velocidades de rotación y grandes ángulos de contacto se aplican los mayores valores de *a*, y a elevadas velocidades de rotación y pequeños ángulos de contacto se utilizan los menores

Se aconseja evitar la apretura conjunta de los cojinetes dispuestos a grandes distancias el uno del otro, cuando surgen deformaciones

por cambio de temperatura difíciles de tener en cuenta. En estos casos, es mejor hacer el apoyo fijador en forma de cojinetes dúplex *6* con apretura previa, y el segundo apoyo hacerlo flotante en forma de cojinete radial (vista *i*) o dúplex (vista *j*) con apretura previa.

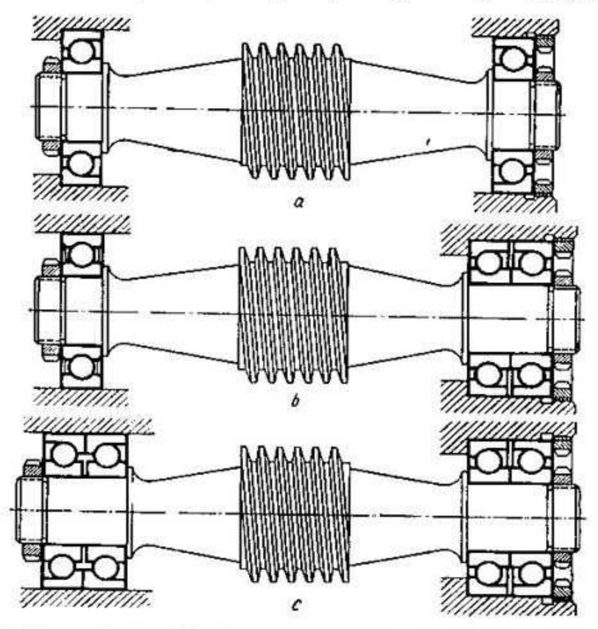


Fig. 477. Colocación de un árbol de tornillo sin fin en cojinetes radiales-axiales

En la figura 477 se aportan ejemplos de instalaciones incorrecta *a* y correctas *b*, *c* de un árbol de tornillo sin fin.

En los apoyos, donde la apretura primordial se pierde con rapidez (apoyos fuertemente cargados, cojinetes con pequeño ángulo de contacto β), es necesario prever la posibilidad de tensar periódicamente los cojinetes.

No es de conveniencia la regulación con ayuda de arandelas calibradas *1* (fig. 478, *a*). Con frecuencia se aplica la regulación sin etapas por medio del tensado de los collares interiores con la tuerca *2* (vista *b*) o de los exteriores con la tuerca *3* (vista *c*). Los demás collares (exteriores en la vista *b* e interiores en la vista *c*) se colocan rígidamente.

La apretura se regula mediante el tensado de las tuercas hasta obtener una rotación sin holgura, pero suficientemente ligera.

Habitualmente, se emplean los siguientes procedimientos bastante groseros. La tuerca se tensa hasta que el árbol (o la pieza establecida en él) deja de girar a mano, después de lo cual se desenrosca la tuerca a un determinado ángulo (habitualmente, a un cuarto de revolución) y se retiene en esta posición.

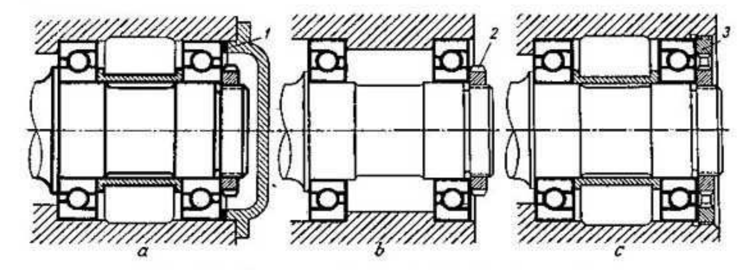


Fig. 478. Esquemas de regulación de la apretura

Por otro procedimiento, la tuerca se tensa hasta el tope y, luego, se desenrosca lentamente, aplicando constantemente a la pieza que se comprueba, esfuerzo con la mano. En cuanto la pieza empieza a girar, la tuerca se retiene.

Si a las piezas se han acoplado algunos mecanismos que impiden la posibilidad del giro, la tuerca se tensa con un momento tarado preestablecido de antemano por vía experimental. En este caso, hay que tener en cuenta el grado de variación del rozamiento en la rosca y en la superficie de encaje del collar a tensar. El elevado rozamiento puede absorber una gran parte de la fuerza de apriete.

10.13.3 Apretura previa de muelle

Con este procedimiento, en el sistema se introducen muelles helicoidales o de disco que garantizan prácticamente una apretura de magnitud constante, casi independientemente del desgaste de las superficies de rodamiento, de las oscilaciones de las dimensiones lineales y de las deformaciones térmicas.

La apretura de muelle se emplea:

1) en los apoyos dispuestos a grandes distancias el uno del otro;

2) en los conjuntos de precisión, donde es necesario excluir los batimientos que alteran la exactitud de las operaciones realizadas por la máquina;

3) en los grupos de altas revoluciones, donde las holguras provocan el desplazamiento del centro de gravedad de las piezas giratorias, del eje geométrico de rotación y la aparición de elevadas cargas centrífugas;

4) en los grupos sometidos a cargas dinámicas, donde las holguras conducen al deterioro y rápido desgaste de las superficies de rodamiento.

En el esquema de apretura de muelle según la figura 479, *a* el cojinete *1* está sujeto rígidamente en el árbol y en el cuerpo; el

cojinete *2* flota por el collar exterior en el cuerpo. El collar flotante está cargado por los muelles que crean en ambos cojinetes una apretura permanente.

La construcción *b* se distingue de la anterior en que el cojinete *2* flota con el collar interior por el árbol.

El defecto de ambas construcciones consiste en que el árbol se ha fijado rígidamente sólo en una dirección (saetas claras). En las

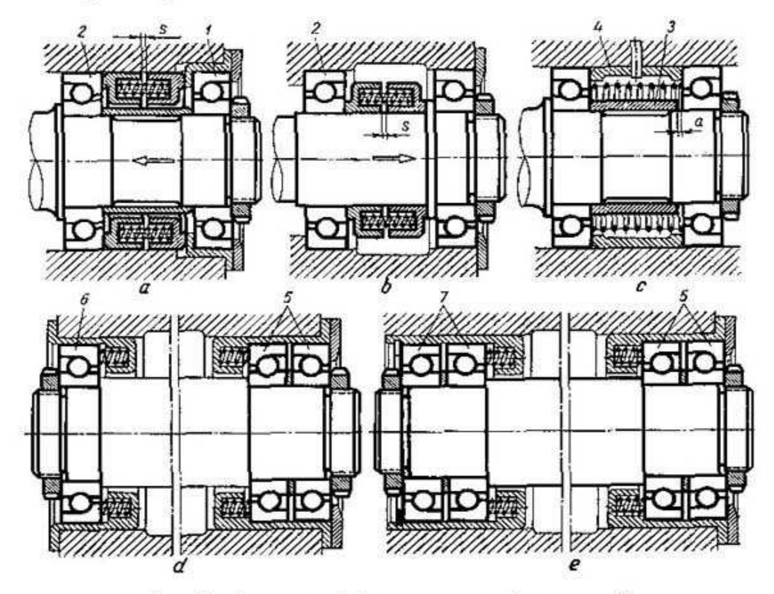


Fig. 479. Esquemas de la apretura previa con muelle

direcciones opuestas, el árbol se fija sólo por las fuerzas de los muelles y a una carga axial que sobrepase la fuerza de los muelles, puede desplazarse en los límites de la holgura *s* en el atiesador.

Estas construcciones son aplicables:

cuando la carga axial de trabajo está dirigida hacia un lado y no hay cargas de dirección opuesta o éstas son pequeñas en comparación con la fuerza de apriete de los muelles;

cuando se admite el desplazamiento axial del árbol en los límites de la holgura *s* bajo la acción de elevadas fuerzas axiales de dirección opuesta a la carga de trabajo.

Prácticamente, una fijación sin holgura asegura la construcción *c*, en la cual los cojinetes se colocan con apretura previa, tensándolos

en el manguito distanciador interior *3*, cuya longitud es algo menor que la longitud del manguito distanciador exterior *4*. La apretura se crea por el muelle helicoidal que actúa sobre los collares exteriores de los cojinetes.

Puesto que los cojinetes se han colocado en el cuerpo rígidamente, esta construcción se emplea a pequeñas distancias entre los cojinetes, cuando las deformaciones térmicas son pequeñas.

A grandes distancias, el apoyo fijador se ejecuta en forma de cojinetes radiales-axiales aparejados *5* con apretura previa de muelle (vista *d*). El segundo apoyo se hace flotante en forma de cojinete radial-axial unitario *6* con apretura de muelle o en forma de cojinetes radiales-axiales dúplex *7* (vista *e*) con apretura previa.

Es difícil determinar la fuerza de la apretura previa de muelle por cálculo. El cálculo de la apretura de la condición de prevenir la rotación de las bolas, bajo la acción de los momentos giroscópicos según la fórmula (239) da, incluso con coeficientes de seguridad 1,5—2, valores disminuidos de la fuerza de apretura previa. Esto se explica por que la fuerza de los muelles debe ser suficiente para vencer el rozamiento en las superficies de encaje de los collares movibles. Por eso, la fuerza de apretura previa se establece por vía experimental. En los sistemas con apretura de muelle deben ser previstos los medios para regular la fuerza de los muelles.

10.14 Cojinetes de rodillos cónicos

Los cojinetes de rodillos cónicos se emplean en la instalación por pares con apretura de los collares interiores según el esquema *X* (fig. 480, *a*), raramente de los collares exteriores según el esquema *O* (vista *b*).

Con la apretura correcta los cojinetes de este tipo pueden soportar grandes cargas radiales y axiales a velocidades de rotación moderadas. Gracias a la ausencia de holguras entre los cuerpos de rodadura y las pistas de rodadura los cojinetes de rodillos cónicos aguantan bien las cargas de impacto, lo que condiciona su empleo en conjuntos fuertemente cargados (cubos de las ruedas de automóvil, cajas de grasa de los ejes de vagones, árboles de trenes de laminación). En los apoyos, donde predominan las cargas radiales, se emplean los cojinetes con ángulo central del cono de 15—25°, y a cargas axiales elevadas, con ángulo de 30—60°.

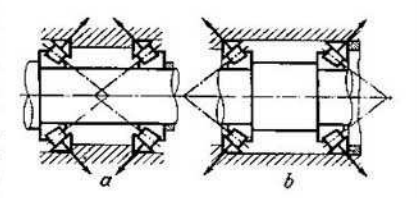


Fig. 480. Esquemas de instalación de cojinetes de rodillos cónicos

Ejemplos de regulación de la apretura de los cojinetes de rodillos cónicos se muestran en la figura 481, *a—d* (esquema *X*) y *e—i* (esquema *O*).

La regulación de la apretura, valiéndose de arandelas de medida *1* colocadas detrás de los collares (vistas *a*, *b*, *e*), que exige el desmontaje del cojinete anterior, se emplea sólo en los conjuntos que

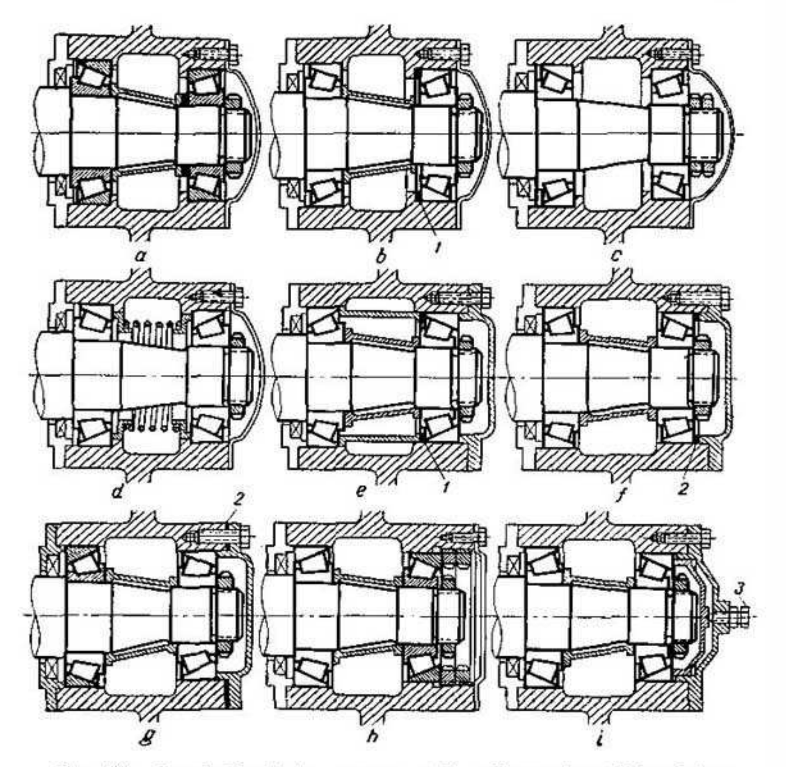


Fig. 481. Regulación de la apretura en lós coijnetes de rodillos cónicos

no necesitan frecuente regulación (condiciones ligeras de trabajo, cojinetes con gran ángulo de cono).

En la construcción *f* con arandelas reguladoras *2* colocadas por delante de los collares o bajo las tapas de apriete (vista *g*), para regular, basta con quitar la tapa.

En los conjuntos, donde se necesita el atirantamiento periódico, se emplea la apretura de los collares interiores (vista *c*) o de los exteriores (vista *h*), valiéndose de tuercas anulares.

La fuerza de apriete se suele controlar por la ligereza de la rotación. En caso que se necesite la regulación sin etapas, las tuercas se retienen con contratuercas. Una regulación bastante fina lo asegura la retención con arandelas de pétalos que se distinguen por su mayor fiabilidad.

La construcción *i* con tornillo central (precintado) regulable *3* admite la regulación sin desmontar el conjunto.

En la vista *d* se muestra el sistema de apretura de muelle según el esquema de la figura 479, *c* que asegura un funcionamiento duradero del conjunto sin atirantamiento.

No se debe utilizar el apriete de los cojinetes para sujetar en el árbol piezas con ajustes centradores o de transición (fig. 482).

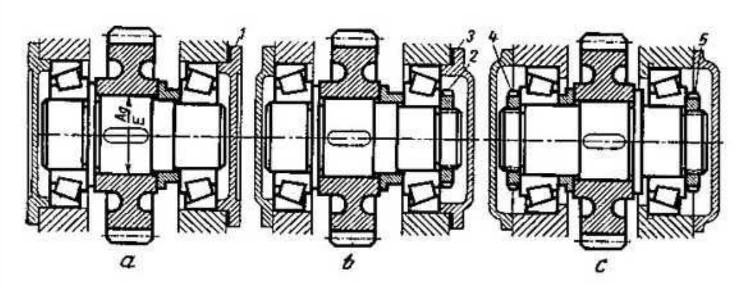


Fig. 482. Sistemas de tensado

En la construcción errónea *a* el piñón se tensa en el árbol con la tapa *1* a través del cojinete de la derecha. Si la apretura se elige de la condición del apriete de fuerza del piñón, los cojinetes se agarrotarán. La apretura moderada, indispensable para crear en los cojinetes la apretura previa, es insuficiente para apretar el piñón.

En la construcción correcta *b* el piñón se somete a un apriete de fuerza valiéndose de la tuerca *2*; la apretura previa de los cojinetes se crea con la tapa *3*.

En la construcción con instalación de los cojinetes según el esquema *X* (vista *c*) el piñón se tensa con la tuerca *4*, la apretura se realiza con la tuerca *5*.

Al hacer el proyecto de los conjuntos con cojinetes de rodillos cónicos conviene tener en cuenta que las jaulas de los rodillos salen fuera del límite del collar exterior a la magnitud *m* y *n* (fig. 483, *a*).

La magnitud *m* corrientemente no tiene importancia; la magnitud *n* se debe tener en cuenta al colocar las piezas mixtas con el cojinete, por ejemplo, los discos deflectores de aceite *1*, las tuercas anulares *2* (vista *b*), los cojinetes apareados (vista *c*).

Las magnitudes de los salientes se insertan en los catálogos.

Como regla general, la pieza contigua con el cojinete debe estar colocada a la magnitud $b = 4 \div 5$ mm del extremo del collar exterior (en los cojinetes de grandes dimensiones $b = 5 \div 8$ mm).

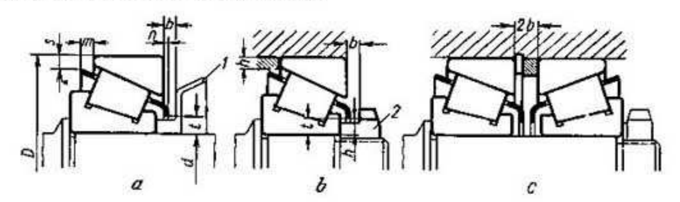


Fig. 483. Saliente de la jaula en los cojinetes de rodillos cónicos

Para prevenir el contacto de las superficies cilíndricas de las piezas contiguas con el extremo de la jaula (magnitudes s, t) la altura h de las superficies cilíndricas (fig. 483, b) no debe sobrepasar $0,1\ (D - d)$.

10.15 Cojinetes de agujas

Los tipos fundamentales de cojinetes de agujas se muestran en la figura 484.

En las construcciones a, b las agujas pueden montarse sólo con grasa consistente viscosa (tavota); en este caso, no está excluido el

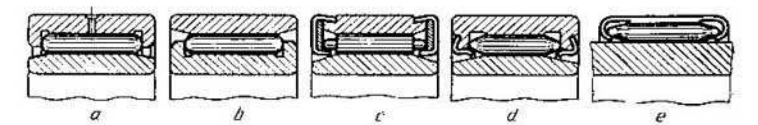


Fig. 484. Cojinetes de agujas

peligro de que se caigan algunas agujas. Después de trabajar en aceite que disuelve la grasa consistente, las agujas se desparraman en el desmontaje.

Son mejores las construcciones agrupadas con agujas que no se dispersan (vistas c, d) sujetas en los cuerpos con la doblez de los anillos de acero blando laminados por los extremos de collares.

En el cojinete de la vista e designado para instalarlo sin collares en apoyos cargados ligeramente, las agujas están encerradas en un collar estampado con los bordes doblados. Los collares se fabrican de acero pobre en carbono y estirado en frío; la superficie de trabajo se cianura a la profundidad de $\sim 0,1$ mm.

Como demuestra la experiencia, en los cojinetes de agujas no existe el rodamiento total. En la zona cargada, en el sector de con-

tacto compacto con el árbol las agujas giran en torno a su eje propio con una velocidad circunferencial de

$$n = n_{\text{ár}} \frac{d}{\delta}, \qquad (240)$$

donde $n_{\text{ár}}$ es la velocidad de rotación del árbol; d es el diámetro del árbol; δ es el diámetro de las agujas.

La velocidad de rotación de las agujas es muy alta. Para el valor ordinario de $d/\delta = 10$ y a una velocidad de rotación del árbol, por ejemplo, $n_{\text{ár}} = 1000$ r.p.m., las agujas giran con una velocidad $n = 10\,000$ r.p.m.

La velocidad admisible máxima de rotación de las agujas alrededor de sus ejes se considera $n = 20\,000 \div 30\,000$ r.p.m.

Pasando a la zona no cargada las agujas, por inercia, continúan girando, pero con velocidad más baja, debido al rozamiento; al volver a la zona cargada la velocidad de rotación, de nuevo aumenta.

El deslizamiento de las agujas en la zona no cargada, así como el rozamiento de las agujas la una contra la otra condicionan el alto valor del coeficiente de rozamiento ($f = 0{,}01 \div 0{,}02$) y limitan la velocidad de los cojinetes en los límites de 1000—2000 r.p.m.

Es mejor emplear los cojinetes de agujas en los apoyos altamente cargados y de pocas revoluciones, así como en los apoyos con giro oscilatorio (pies de bielas, ejes de brazos oscilantes, palancas).

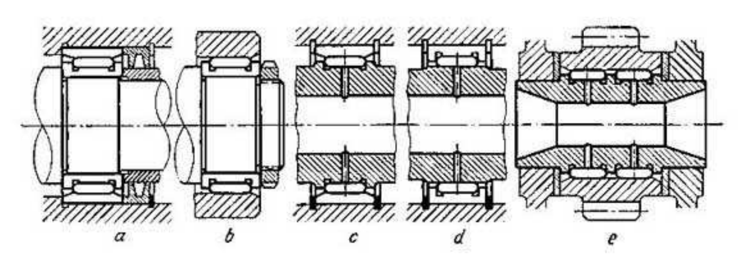


Fig. 485. Colocación de cojinetes de agujas

Los cojinetes de agujas no pueden soportar cargas axiales. En su instalación hay que emplear uno u otro tipo de fijación axial de la pieza, así como fijar el collar exterior en el cuerpo y el interior, en el árbol (fig. 485, *a*).

Los collares de los cojinetes se encajan en los cuerpos y en los árboles con ajustes no más apretados que For, Ap. Los ajustes a presión pueden provocar la pretensión de los collares delgados de los cojinetes.

Para reducir las dimensiones radiales con frecuencia se aplica la instalación de los cojinetes de agujas sólo con collares interior (vista

b) o exterior (vistas *c*, *d*), obligando a las agujas a rodar por las pistas de rodadura ejecutadas directamente en la pieza. Con frecuencia, ambas pistas de rodadura se hacen en las piezas (vista *e*). Las dimensiones radiales de los cojinetes de agujas sin collares no sobrepasan las de los cojinetes de contacto plano.

Los cojinetes de agujas pueden trabajar con lubricante consistente y fluido. La lubricación por barbotaje se hace dificultosa por la estrechez de las hendiduras anulares en los extremos del cojinete. En las instalaciones sin collares, el mejor procedimiento para suministrar el aceite, es por los agujeros radiales en el árbol, situados por el eje de simetría del cojinete (vistas *c*, *d*).

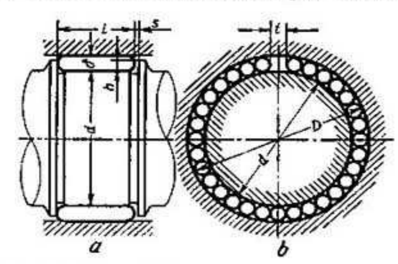


Fig. 486. Correlaciones constructivas en los cojinetes de agujas

Las pistas de rodadura en las piezas se ejecutan por la primera clase de precisión. La dureza de las superficies de trabajo, $HRC > 58$, la finura del mecanizado ∇ 11—∇ 12. En las pistas de rodadura profundizadas conviene prever ranuras para la salida de la muela de rectificar.

En la instalación sin collares las agujas se agrupan por el diámetro (las desviaciones de los diámetros de las agujas en el juego debe ser no mayor de 2μ).

La longitud de las agujas (fig. 486, *a*) se aconseja tomarla

$$l = (5 \div 10)\,\delta, \qquad (241)$$

donde δ es el diámetro de las agujas.

El límite inferior se refiere a los cojinetes de pequeño diámetro y el superior, a los cojinetes de gran diámetro.

Según sea el diámetro de la pista de rodadura interior la longitud de las agujas se aconseja adoptarla en los límites de

$$l = (0{,}25 \div 0{,}5)\,d, \qquad (242)$$

donde *d* es el diámetro de la pista de rodadura interior.

El límite inferior se refiere a los cojinetes de gran diámetro, el superior, a los de pequeño diámetro.

Igualando entre sí los segundos miembros de las fórmulas (241) y (242), obtenemos la fórmula para determinar el diámetro de las agujas

$$\delta = (0{,}05 \div 0{,}1)\,d, \qquad (243)$$

donde el límite inferior se refiere a los cojinetes de gran diámetro el superior a los de pequeño diámetro.

Si por la construcción es necesaria una longitud del cojinete mayor que la calculada por las fórmulas (241), (242), se emplea la instalación de doble fila de agujas (véase la fig. 485, *e*).

La holgura extrema s entre las agujas y las pestañas guía debe ser igual a

$$s = (0,1 \div 0,015)\, d.$$

La altura de las pestañas se toma

$$h = (0,7 \div 0,8)\, \delta.$$

La holgura diametral en el cojinete, es decir, la holgura $\Delta = D - (d + 2\delta)$ se elige por los ajustes desde Hl hasta TH. La holgura diametral media en μ, conforme a la fórmula (109), siendo $m = 10 \div 20$ es

$$\Delta = (10 \div 20) \sqrt{d},$$

donde d es en mm.

Cuanto mayor sea la velocidad de rotación tanto mayor se hace la holgura.

La holgura lateral entre las agujas se determina de la condición de que con la colocación compacta de las agujas en el árbol entre la primera y última (fig. 486, *b*) quede una holgura $t = q\,\delta$, donde δ es el diámetro de la aguja; q, un coeficiente igual a 0,4—0,8. Siendo $q < 0,4$ en el cojinete surge un elevado rozamiento, y siendo $q > 0,8$ resultan posibles el alabeo y atrancamiento de las agujas.

El número de agujas es

$$z = \frac{\pi d_{\text{med}} - q\delta}{\delta} = \frac{\pi (D + d)}{2\delta} - q.$$

Sustituyendo $D = d + 2\delta$, obtenemos

$$z = \frac{\pi (d + \delta)}{\delta} - q \qquad (244)$$

de donde

$$d = \delta \left(\frac{z + q}{\pi} - 1 \right). \qquad (245)$$

Al hacer el proyecto del cojinete se suele prefijar el diámetro interior d. El diámetro de las agujas se halla por la fórmula (243). El número de agujas se determina de antemano de la expresión (244), suponiendo que $q = 0$,

$$z' = \frac{\pi (d + \delta)}{2} \qquad (246)$$

y se redondea hasta el próximo número entero menor de z. La diferencia de $z' - z$, como se ve de las fórmulas (246), (244), es igual a q.

Si la condición $q = 0,4 \div 0,8$ no se observa, se repite el cálculo, tomando nuevos valores de d y δ.

Ejemplo.
Supongamos que $d = 20$ mm, $\delta = 2$ mm. Conforme a la fórmula (246)

$$z' = \frac{\pi (d+\delta)}{2} = \frac{\pi (20+2)}{2} = 34,5.$$

Tomamos $z = 34$. Por consiguiente,

$$q = z' - z = 34,5 - 34 = 0,5.$$

lo que es admisible.

Las dimensiones estandartizadas de las agujas se dan en la tabla 49.

Tabla 49

δ en mm	Longitud l en mm									
2,0	8	10	12	14	16	(18)	(20)	(22)	(24)	—
2,5	8	10	12	14	16	(18)	(20)	(22)	(24)	—
3,0	—	10	12	14	16	18	(20)	(22)	(24)	27
3,5	30	35	—	—	—	—	—	—	—	—
4,0	40	—	—	—	—	—	—	—	—	—
5,0	50	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Observación. Las dimensiones entre paréntesis no se aconseja emplear.

10.16 Cojinetes de bolas axiales

Los cojinetes de bolas axiales se emplean en los apoyos fuertemente cargados, a pequeñas velocidades de rotación.

La velocidad de los cojinetes axiales está limitada por el desplazamiento, que tiene lugar a grandes velocidades de rotación, de las bolas del eje de simetría de las pistas de rodadura, bajo la acción de las fuerzas centrífugas (fig. 487, *a*).

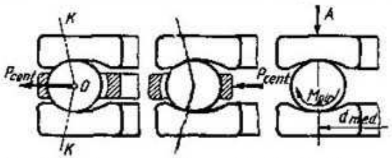


Fig. 487. Esquema de acción de las fuerzas centrífugas y de los momentos giroscópicos en los cojinetes de bolas axiales

Bajo la acción de las fuerzas centrífugas puede desplazarse también la jaula (vista *b*). En ambos casos, debido a la desviación de las líneas de contacto OK de las perpendiculares se altera el rodamiento correcto de los rodillos e incrementa bruscamente el rozamiento en el cojinete.

Los momentos giroscópicos provocan la rotación de las bolas alrededor del eje tangente a la dirección de la velocidad circunferencial de los centros de las bolas. La magnitud del momento giroscópico se determina por la fórmula (237), si se hace en ésta $\beta = 90°$ y $D' = d_{med}$:

$$M_{gir} = 0{,}2 P_{cent} d_{bol}. \tag{247}$$

La carga mínima A, con la cual no tiene lugar la rotación, conforme a la fórmula (239), es

$$A_{min} = 0{,}2 \frac{P_{cent} z}{f}. \tag{248}$$

Ejemplo.
Calculemos el cojinete 8220 de la serie mediana ($d = 10$ cm; $L = 15$ cm; $d_{med} = 12{,}5$ cm; $d_{bol} = 2$ cm; $z = 18$). Adoptemos $n = 1000$ r.p.m. $\left(\omega = \frac{\pi n}{30} = 105\ s^{-1}\right)$, el coeficiente de rozamiento es $f = 0{,}02$.
La velocidad de rotación de los centros de las bolas, según la fórmula (230), es

$$\omega_0 = \frac{105}{2} = 52{,}5 s^{-1}.$$

La fuerza centrífuga de la bola, según la fórmula (235), es

$$P_{cent} = \frac{\pi 2^3}{6} \cdot \frac{0{,}008}{981} 52{,}5^2 \cdot 6{,}25 = 0{,}6 \text{ kgf}.$$

El momento giroscópico, según la fórmula (237), es

$$M_{gir} = 0{,}2 \cdot 0{,}6 \cdot 2 = 0{,}24 \text{ kgf} \cdot \text{cm}.$$

La fuerza axial mínima, con la cual no tiene lugar la rotación, según la fórmula (239), es

$$A_{min} = 0{,}2 \frac{0{,}6 \cdot 18}{0{,}02} = 114 \text{ kgf}.$$

Al montar cojinetes axiales de una fila en árboles verticales, no se aconseja centrar el anillo *1* libre (es decir, el que está encajado en el árbol con holgura) en el cuerpo (fig. 488, *a*), puesto que debido a

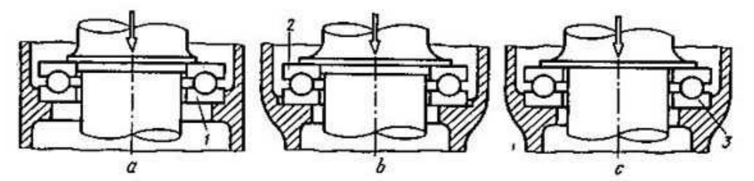


Fig. 488. Colocación de cojinetes axiales en árboles verticales

la no coaxialidad prácticamente inevitable de las superficies centradoras en el árbol y en el cuerpo las bolas pueden desplazarse del eje de simetría de las pistas de rodadura y el trabajo correcto del cojinete se altera. Es mejor centrar uno de los anillos *2* en el árbol (vista *b*) o *3* en el cuerpo (vista *c*) y al otro darle libertad de desplazamiento transversal. Bajo la acción de la carga (y en las paradas: bajo la acción del peso del árbol) el anillo libre se autocentra respecto de las bolas.

Para evitar la flexión de los anillos del cojinete bajo carga, se aconseja aumentar el diámetro de las superficies de apoyo del árbol y del cuerpo por lo menos hasta la circunferencia media de las bolas (la construcción *a* es incorrecta; la *b* y la *c* son correctas).

En los apoyos fuertemente cargados es conveniente aplicar cojinetes axiales autoalineadores con superficies de apoyo esféricas. La atribución a los apoyos de autoajustamiento elimina la influencia de los inevitables alabeos, el batimiento extremo de las pestañas de apoyo, etc., contribuye a cargar uniformemente las bolas y aumenta la longevidad del cojinete.

Al colocar cojinetes axiales en combinación con cojinetes radiales autoalineadores esféricos no pueden aplicarse los cojinetes axiales con superficies planas (fig. 489, *a*) que obstaculizan la autolinea-

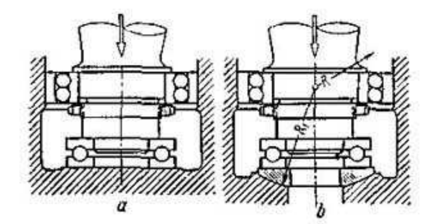


Fig. 489. Cojinetes axiales autoalineadores

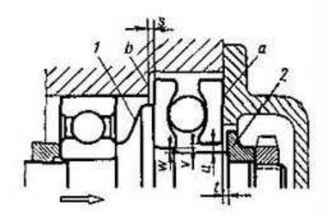


Fig. 490. Esquema de colocación de un cojinete axial en un árbol horizontal

ción. Se deben emplear cojinetes axiales con superficie de apoyo esférica o colocar cojinetes planos en arandelas esféricas (vista *b*). El centro de la esfera de la arandela de la superficie de apoyo debe coincidir con el centro de la esfera del cojinete radial.

Al colocar cojinetes axiales de una fila en árboles horizontales es necesaria la fijación axial del árbol en el sentido opuesto a la acción de la carga de trabajo. Con frecuencia, el árbol se fija por medio del cojinete axial, haciendo todos los apoyos radiales del árbol flotantes. En el cuerpo el cojinete se coloca en un alojamiento cerrado, uno

de cuyos lados *a* (fig. 490) es portante y el opuesto *b* es fijador. En el árbol, por el lado opuesto a la pestaña de fuerza *1*, se coloca el tope fijador *2*. Para evitar el contacto de los elementos giratorios e inmóviles se prevén holguras axiales: *s* en el cuerpo y *t* en el árbol, de varias décimas de milímetro. De este modo, en la unión se forma una holgura axial $s + t$.

El anillo giratorio se coloca en el árbol con apretura por la cintura de encaje. El anillo inmóvil se ha separado del árbol por la holgura radial $u = v + w$, donde v es la semidiferencia de los diámetros de los agujeros de los anillos giratorio e inmóvil (en los cojinetes estandartizados $v = 0{,}2 \div 0{,}5$ mm) y w es la semidiferencia de los diámetros de la cintura de encaje y del árbol. En resumen la holgura u alcanza 0,3—0,5 mm.

En contraposición a los apoyos verticales, la instalación flotante del anillo inmóvil en apoyos horizontales no se recomienda. En las paradas del grupo, en el caso de pulsaciones y cambios incidentales de la dirección de la carga, el árbol se separa del cojinete a la distancia $s + t$ (holgura axial) y el anillo no sujeto, desplazándose en los

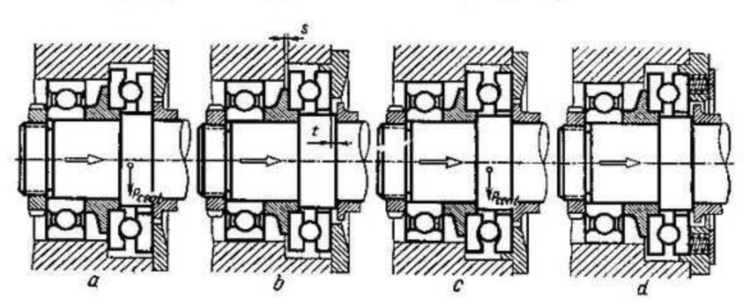


Fig. 491. Colocación de cojinetes axiales en árboles horizontales

límites de la holgura radial u, cuelga en el árbol (fig. 491, *a*). La ulterior aplicación de la carga axial no hace regresar el anillo a la posición concéntrica, puesto que la componente radial de las fuerzas de presión es insignificante debido a la pendiente suave del perfil de los surcos de rodamiento en los sectores próximos a los de contacto. Las bolas con la jaula se colocan excéntricamente respecto al anillo giratorio, con la particularidad de que la excentricidad aumenta bajo la acción de la fuerza centrífuga P_{cent} que surge al desplazarse el centro de gravedad del juego de bolas con la jaula respecto al eje de rotación.

Como resultado se altera el rodamiento correcto, las líneas de contacto se desvían de la normal y el rozamiento incrementa suficientemente.

El centrado del anillo inmóvil (vista *b*) sólo corrige parcialmente el defecto de la construcción. Al separarse el árbol del cojinete los anillos se separan en los límites de la holgura axial *t*, las bolas junto con la jaula bajo la acción de la fuerza de gravedad propia y de la fuerza centrífuga, ocupan una posición excéntrica (vista *c*) y en el cojinete aparecen los mismos fenómenos que en el caso anterior. Estos pueden debilitarse, disminuyendo la holgura *t* hasta la magnitud mínima (0,1—0,2 mm).

Lo más correcto consiste en comprimir los anillos del cojinete con muelles que mantienen en el cojinete una apretura permanente en todos los desplazamientos posibles del árbol (vista *d*).

Los muelles se colocan por el lado del anillo inmóvil (fig. 492, *a*); en las instalaciones de efecto bilateral con utilización de cojinetes

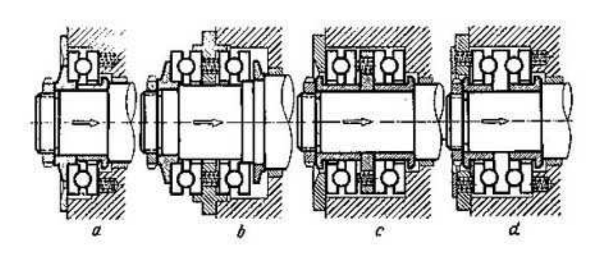


Fig. 492. Instalación de cojinetes axiales con muelles

de una fila, en los discos de apoyo intermedios (vistas *b*, *c*) y en los cojinetes de doble fila, por ambos lados del cojinete (vista *d*).

La apretura por muelle suficientemente fuerte previene el desplazamiento de las bolas bajo la acción de las fuerzas centrífugas, y su rotación, bajo la acción de los momentos giroscópicos, reduce el rozamiento y permite elevar la velocidad de los cojinetes. La apretura carga las bolas complementariamente a la carga de trabajo, pero gracias al rodamiento regulado de las bolas la capacidad portante del cojinete, en fin de cuentas incrementa.

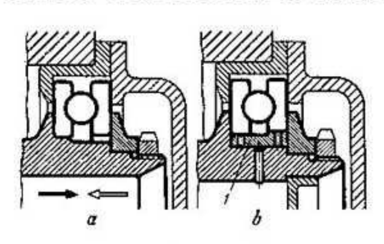


Fig. 493. Aprovechamiento de un cojinete axial de una fila para soportar cargas axiales en ambas direcciones

Si la fuerza de los muelles es grande el anillo inmóvil puede no centrarse (véanse las vistas *c*, *d*).

Se hacen intentos de utilizar cojinetes de una fila de bolas para soportar cargas axiales en ambas direcciones. En las instalaciones de

tipo corriente esto no es realizable, ya que en el cojinete, calculado normalmente para la carga en una dirección (saeta ennegrecida en la fig. 493, *a*), al cambiar la dirección de la carga (saeta clara) el anillo izquierdo debe girar por la cintura de encaje. La colocación de los anillos en manguito flotante *1* (vista *b*) de material antifricción con suministro de lubricante a las superficies frotantes, asegura el centrado de los anillos y la posibilidad de su rotación libre.

En los conjuntos de altas revoluciones se emplean otros tipos de cojinetes axiales. En los apoyos de acción unilateral se colocan cojinetes axiales-radiales, cónicos, de rodillos y cónico-esféricos. Para los apoyos de acción bilateral se emplean vastamente los cojinetes axiales-radiales dúplex con apretura previa (fig. 494, *a*), así como cojinetes de bolas con ranuras profundas descargados de las fuerzas radiales, colocándolos en el cuerpo con holgura radial *s* (vistas *b* — *c*).

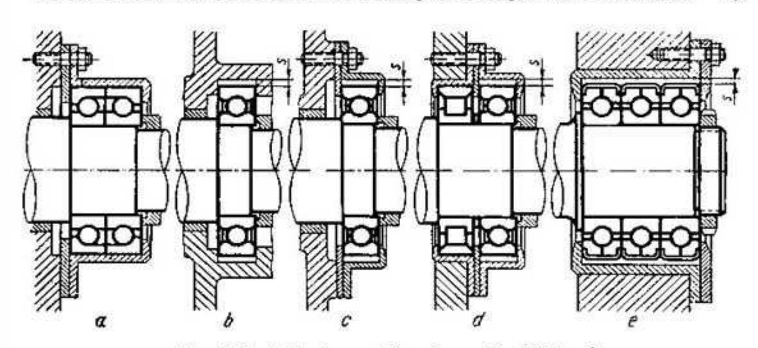


Fig. 494. Cojinetes axiales de acción bilateral

Este tipo de apoyos se distinguen por sus pequeñas dimensiones exteriores, son capaces de soportar grandes cargas axiales y prácticamente garantizan la fijación sin holgura del árbol en sentido axial. Su montaje es mucho más simple que el de los cojinetes de bolas axiales.

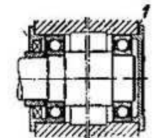
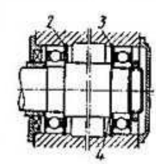
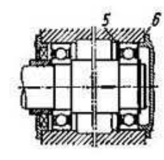
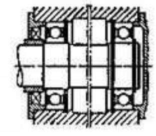
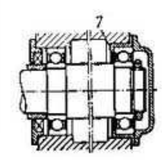
En la vista *d* se muestra el conjunto que soporta las cargas radiales y axiales.

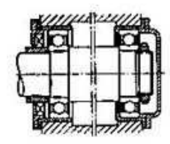
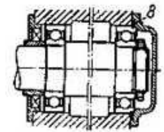
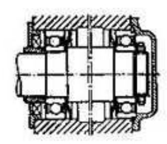
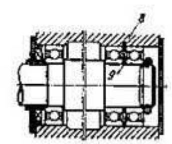
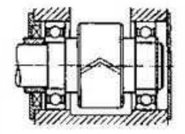
En los apoyos designados para soportar cargas particularmente grandes a elevadas velocidades de rotación se emplea el conjunto de filas múltiples de cojinetes con collares exteriores separables (cojinetes de «tres contactos») descargados de las fuerzas radiales (vista *e*).

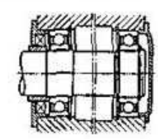
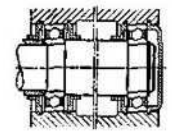
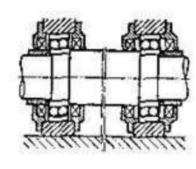
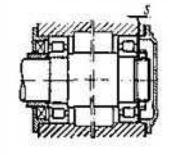
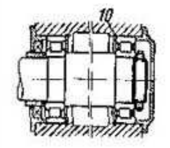
10.17 Conjuntos de cojinete tipo

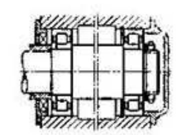
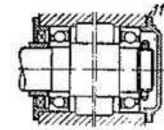
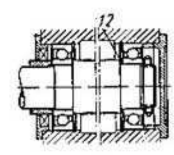
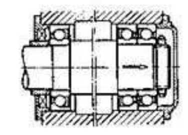
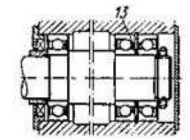
En la tabla 50 se insertan ejemplos de conjuntos de cojinete tipo.

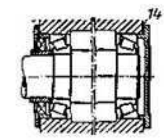
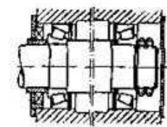
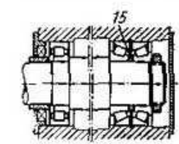
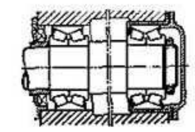
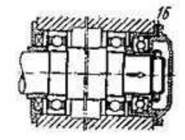
Conjuntos de cojinete tipo

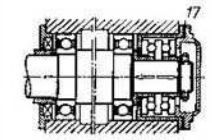
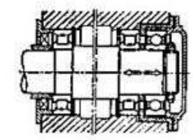
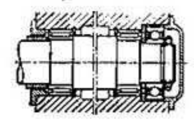
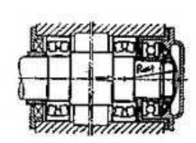
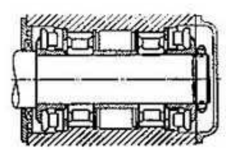
Croquis y característica de la construcción	
	Colocación de cojinetes de bolas; fijación del árbol con tapas, por ambos lados. Los cojinetes pueden ser colocados con holgura axial o con apretura (se regula con la guarnición *1*). Este esquema es admisible cuando la distancia entre los apoyos es pequeña y los cuerpos se han hecho de fundición o acero
	Colocación de cojinetes de bolas con fijación del árbol con retenes anulares *2*, *3* Estos cojinetes pueden ser colocados con holgura o apretura (se regula con la arandela *4*). Este esquema es aplicable en las mismas condiciones que en el caso anterior
	Instalación de cojinetes de bolas con fijación del cojinete de la derecha con retén anular *5* y con tapa. El segundo cojinete flota en el cuerpo. Este esquema es aplicable para considerables distancias entre los cojinetes y cualquier material del cuerpo. El cojinete fijado puede colocarse con holgura axial o compactamente (se regula con la guarnición *6*)
	Colocación de cojinetes de bolas con fijación del cojinete de la derecha mediante anillos de retén y con tapa. El sequndo cojinete flota en el árbol
	Colocación de cojinetes de bolas con fijación del cojinete de la derecha con el manguito intermedio *7* y con tapa. El segundo cojinete flota en el cuerpo.

Croquis y característica de la construcción	
	Instalación de cojinetes de bolas en el cuerpo de aleación ligera, con aplicación de manguitos intermedios
	Colocación de cojinetes de bolas con fijación del cojinete de la derecha con el anillo de muelle hendido *8* puesto en el collar exterior. El segundo cojinete flota en el cuerpo
	Instalación de cojinetes de bolas con discos deflectores de aceite. En lo demás la construcción es análoga a la anterior
	Colocación de cojinetes de bolas con fijación de los cojinetes gemelos tensados en el retén anular *8*. Los cojinetes gemelos pueden colocarse con apretura previa (se regula con la arandela *9*)
	Instalación flotante de cojinetes de bolas. El árbol se fija en sentido axial por el piñón de dientes bihelicoidales. El árbol del piñón bihelicoidal par, fijo

Croquis y característica de la construcción	
	Colocación de cojinetes de bolas en un cuerpo separable (montaje radial) con fijación del cojinete de la derecha con entalla en el cuerpo. El cojinete de la izquierda flota en el cuerpo.
	Instalación de cojinetes de bolas en un cuerpo partido con fijación del cojinete de la derecha con la tapa acoplada y con disco de empaquetadura del aceite. El cojinete de la izquierda flota en el cuerpo.
	Colocación de cojinetes esféricos de doble fila de bolas. El cojinete de la derecha está fijo con las tapas, el de la izquierda flota en el cuerpo. Este esquema se emplea en la instalación de cojinetes en distintos cuerpos, así como cuando existe la posibilidad de deformaciones elásticas del árbol
	Instalación de cojinetes de rodillos con fijación de sus tapas por ambos lados. Este esquema es admisible para pequeñas distancias entre los apoyos y en los cuerpos hechos de fundición o acero. Para evitar la sobretensión de los cojinetes debe preverse la holgura *s*. Este conjunto puede soportar sólo cargas axiales insignificantes
	Colocación de cojinetes de rodillos con fijación del cojinete de la derecha con el anillo de retén *10* y con tapa. El cojinete fijador tiene pestañas en los collares exterior e interior. En el segundo cojinete se ha garantizado la libertad del desplazamiento axial de los rodillos por el collar exterior. Este esquema es aplicable cuando la distancia entre los apoyos es pequeña

Croquis y característica de la construcción	
	Instalación de cojinetes de rodillos con pestañas separables en los collares interiores. El cojinete de la derecha está fijado con retén anular y con tapa; el izquierdo flota con el collar exterior en el cuerpo. Esta construcción asegura mayor gama de desplazamientos axiales que la anterior
	Instalación de cojinetes de bolas radiales-axiales con tensado de los collares exteriores por medio de la tapa con junta regulable *11*. Este esquema es admisible para pequeñas distancias entre los apoyos y en cuerpos de fundición y de acero
	Colocación de cojinetes radiales-axiales con tensado de los collares interiores en la arandela reguladora *12*. Por sus características esta construcción es análoga a la anterior
	Instalación de tres cojinetes radiales-axiales (con elevada carga axial unilateral). El apoyo doble de la derecha soporta la carga axial; el cojinete de la izquierda es el que enclava. El esquema en cuestión es aplicable para pequeñas distancias entre los apoyos
	Instalación combinada de cojinetes dobles radiales-axiales en un conjunto fijador con cojinete de bolas flotante en el lado opuesto. El tensado de los cojinetes radiales-axiales se regula por la arandela *13*. Este esquema es aplicable para considerables distancias entre los apoyos

Croquis y característica de la construcción	
	Colocación de cojinetes de rodillos cónicos con tensado de los collares exteriores a través de la guarnición *14* (esquema *O*). Esta construcción es admisible para pequeñas distancias entre los apoyos y en cuerpos de fundición y de acero. Este conjunto puede soportar considerables cargas radiales y axiales en ambas direcciones
	Instalación de cojinetes de rodillos cónicos con tensado de los collares interiores (esquema *X*). Se garantiza una colocación de árbol más rígida que en la construcción anterior. El apriete debe realizarse con esfuerzo tarado
	Colocación combinada de cojinetes cónicos apareados en el conjunto fijador y cojinete de rodillos flotante. El apriete de los cojinetes cónicos se regula con la arandela *15*. *Este esquema* se aconseja cuando la distancia entre los apoyos es considerable, son grandes las cargas axiales y si es necesario fijar precisamente el árbol en sentido axial
	Instalación de cojinetes de rodillos cónicos dúplex. El apoyo de la derecha es fijador, el de la izquierda es flotante. Este conjunto puede soportar grandes cargas radiales y axiales
	Instalación combinada de cojinetes de bolas radiales y de un cojinete de bolas axial (con carga axial unilateral). La holgura en el cojinete axial se regula con la junta *16*. Los cojinetes radiales son flotantes

Croquis y característica de la construcción	
	Instalación combinada de cojinetes de bolas radiales y de un cojinete de bolas axial bilateral (este esquema se emplea para cargas axiales elevadas que actúan en ambas direcciones). La holgura en el cojinete axial se regula con la junta *17*. Los cojinetes radiales son flotantes
	Colocación de cojinetes de rodillos. Las cargas axiales (bilaterales) son soportadas por el cojinete de bolas descargado de los esfuerzos radiales
	Instalación de cojinetes de agujas. Con ayuda del cojinete de bolas radial descargado se fija el árbol y se soportan las cargas axiales
	Instalación de cojinetes de rodillos autoalineadores. La carga axial la soporta el cojinete de rodillos axial colocado en la arandela esférica. El centro de la esfera coincide con el de la esfera del cojinete próximo autoalineador
	Instalación de cojinetes de rodillos de la serie ancha. Las cargas axiales las soportan los cojinetes de rodillos axiales. Este esquema está calculado para soportar grandes cargas radiales y axiales a pequeña velocidad de rotación

10.18 Ajustes

Los cojinetes de contacto rodante se colocan en el árbol *según el sistema de agujero único* y en el cuerpo, *por el sistema de árbol (eje) único.*

Al designar los ajustes conviene tener en cuenta:

1) el tipo de cojinete;

2) el número de revoluciones del conjunto;

3) la magnitud y el carácter de la carga en el cojinete (constante o variable por la magnitud y dirección, tranquila o de impacto);

4) la rigidez del árbol y del cuerpo;

5) el carácter de las deformaciones por cambio de temperatura del sistema (aumento o disminución de la apretura del ajuste a temperaturas de trabajo);

6) el procedimiento de sujeción del cojinete (con apriete o sin éste);

7) la comodidad del montaje y desmontaje.

Como regla general, cuanto más pesadas sean las condiciones de trabajo, es decir, cuanto mayor sea la carga, la gama de sus oscilaciones, la velocidad de variación de la carga y el grado de impacto de ésta, tanto más apretados deben ser los ajustes.

Los ajustes con apretura evitan el giro de los collares en las superficies de encaje, el aplastamiento, el deterioro y la corrosión por frotamiento de las superficies.

El giro de los collares tiene lugar como resultado de la disminución del rozamiento entre el collar y la superficie de encaje debido a las vibraciones, al aplastamiento de las microirregularidades de las superficies de encaje bajo carga, asimismo de la dilatación de los cuerpos en el calentamiento.

Sin embargo, las grandes apreturas complican el montaje y desmontaje de los cojinetes, aumentan las tensiones en los collares y pueden provocar el agarrotamiento de los cuerpos de rodamiento y el recalentamiento del cojinete.

Es más conveniente someter los collares fuertemente cargados al *apriete axial*, que excluye la pretensión de los cojinetes y simplifica su colocación, permitiendo montar y desmontar los cojinetes sin aplicar considerables esfuerzos.

Por eso, en todos los casos, donde lo admite la construcción, conviene apretar los collares que soportan cargas pesadas, aplicando ajustes centradores o transitorios y, los ajustes apretados aplicarlos sólo en los casos en que el apriete de fuerza no es realizable por las condiciones constructivas.

La capacidad de trabajo de los conjuntos de cojinete que soportan cargas pesadas, también puede elevarse aumentando la dureza de las superficies de encaje.

Los árboles deben tratarse térmicamente hasta una dureza de *HRC* > 35—40. En los apoyos con cargas pesadas, los árboles se cementan o templan superficialmente con calentamiento por inducción hasta la dureza de *HRC* 55—58 con el subsiguiente moleteado endurecedor.

Para prevenir la corrosión por frotamiento la superficie del árbol es conveniente recubrirla con cobre, bronce o latón.

En los cuerpos de aleaciones blandas los cojinetes deben colocarse en manguitos de acero térmicamente tratados.

Tiene gran importancia la finura y precisión del mecanizado de las superficies de encaje. El aplastamiento de las microirregularidades que quedan después de un mecanizado insuficientemente fino, provoca la pérdida rápida de las apreturas primordiales y el aumento de las holguras.

Las superficies de encaje para los cojinetes de las clases N, E, A se mecanizan en los árboles con una finura de ∇9— ∇10, en los cuerpos ∇8—∇9. Para los cojinetes de más elevada precisión la finura del mecanizado se hace una o dos clases mayor.

Las desviaciones de la cilindricidad (forma óvala, conicidad) para los cojinetes de las clases N, E, A no deben ser mayores de 0,5 de la tolerancia para la fabricación de la superficie según la clase dada de precisión, y para los cojinetes de más alta precisión, no mayores de 0,25.

La no coaxialidad de las superficies de encaje en las instalaciones por pares y de apoyos múltiples no debe ser mayor de 0,01—0,02 mm.

Las superficies extremas de las pestañas de tope y de los manguitos distanciadores se mecanizan con una finura no menor de ∇8. El batimiento extremo delas superficies de empuje no debe ser mayor de 0,01 mm en los puntos extremos.

10.18.1 Carga local y de circulación

Se distinguen dos tipos fundamentales de carga: la *local*, con la cual a la carga se somete un sector limitado de la superficie del collar, y la *de circulación*, con la cual la carga se desplaza periódicamente por la circunferencia del collar.

Los casos principales de carga se representan en la tabla 51.

Si el vector de carga se desplaza por una ley arbitraria, periódicamente adelantando al collar giratorio o retrasándose de él, el carácter de la carga se aclara con la construcción de los diagramas polares de carga en un ciclo de variación de la carga.

La carga de circulación tiende a girar el collar por la superficie de encaje y provoca la carga cíclica de las superficies de encaje. Por eso, los collares con carga de circulación necesitan el ajuste exacto o apriete axial.

Los collares cargados localmente pueden colocarse más libremente.

Tipos fundamentales de carga

Condiciones de aplicación de la carga	Croquis	Carácter de la carga del collar	
		exterior	interior
El collar exterior es inmóvil, el interior gira			
El árbol va cargado por la fuerza P de dirección constante		Carga local (en el ángulo activo α de percepción de la carga)	De circulación
El árbol está cargado por la fuerza centrífuga P_{cent}		De circulación	Local
El árbol está cargado por la fuerza P_{osc} que realiza movimientos oscilatorios con amplitud angular β		De circulación con amplitud $\alpha + \beta$	De circulación
El collar interior es inmóvil, el exterior gira			
El collar exterior va cargado con la fuerza P de dirección constante		De circulación	Local

Condiciones de aplicación de la carga	Croquis	Carácter de la carga del collar	
		exterior	interior
El collar interior es inmóvil, el exterior gira			
El collar exterior va cargado por la fuerza centrífuga P_{cent}		Local	De circulación
El collar va cargado por la fuerza P_{osc} que realiza movimientos oscilatorios		De circulación	De circulación con amplitud $\alpha+\beta$

10.18.2 Influencia que ejercen las deformaciones térmicas

En las máquinas frías los cojinetes, como resultado del desprendimiento de calor en el rozamiento, se calientan, como regla general, más que el cuerpo y el árbol, debido a lo cual la holgura entre el collar interior y el árbol aumenta en el funcionamiento y la holgura entre el collar exterior y el cuerpo disminuye. Por eso, en este caso es conveniente designar ajustes más exactos en el árbol y más libres en el cuerpo.

Ejemplo.

El diámetro exterior del cojinete es 100 mm, el interior 50 mm. La temperatura de trabajo del cojinete es 100° C, la del árbol y del cuerpo, 20° C. El coeficiente de dilatación lineal del acero para cojinetes es $\alpha = 14 \cdot 10^{-6}$. El cojinete se ha colocado en el árbol con ajuste forzado con apretura diametral de 25 μ y en el cuerpo, con ajuste corredizo con holgura cero.

En el calentamiento, el diámetro interior del cojinete aumenta en $\Delta = (100 - 20)\, 50 \cdot 14 \cdot 10^{-6} = 0{,}056$ mm.

De este modo, la apretura de encaje primordial en el árbol desaparece; entre el árbol y el collar interior surge una holgura de 56 — 25 = 21 μ.

El diámetro exterior del cojinete aumenta en la magnitud $\Delta' = (100 - 20) \times 100 \cdot 14 \cdot 10^{-6} = 0{,}112$ mm.

Por consiguiente, entre el collar exterior y el cuerpo surge una apretura de 112 μ.

El cambio del ajuste en el cuerpo debe tenerse en cuenta, designando un ajuste más libre. Es conveniente aplicar apriete axial en el árbol y en el cuerpo.

En las máquinas térmicas las dimensiones radiales del árbol y del cuerpo varían al calentarse, hacia el mismo lado que las dimensiones del cojinete. Una excepción representa el caso en que el cuerpo se calienta hasta altas temperaturas y, particularmente, cuando el cuerpo se ha ejecutado de aleaciones ligeras con elevado valor del coeficiente de dilatación lineal. Aquí, hay que tomar en consideración la posibilidad de un considerable aumento de la holgura entre el collar exterior y el cuerpo.

Ejemplo.

El cojinete con diámetro exterior de 100 mm se ha colocado en un cuerpo de aleación a base de aluminio con coeficiente de dilatación lineal $\alpha = 24 \cdot 10^{-6}$. La temperatura de trabajo del cojinete y del cuerpo es 100° C. El cojinete está encajado en el cuerpo con ajuste apretado con una apretura diametral de 20 μ.

El diámetro del agujero de encaje en el cuerpo, aumenta con el calentamiento en la magnitud $\Delta = 100 \cdot 100 \cdot 24 \cdot 10^{-6} = 0,24$ mm, el diámetro exterior del cojinete en la magnitud $\Delta' = 100 \cdot 100 \cdot 14 \cdot 10^{-6} = 0,14$ mm.

La diferencia del aumento de los diámetros es $0,24 - 0,14 = 0,1$ mm. De este modo, la apretura primordial desaparece; entre el cojinete y el cuerpo se forma una holgura de $100 - 20 = 80$ μ.

Para conservar el centrado del cojinete en el cuerpo, en este caso conviene aplicar un ajuste primordial más apretado en el cuerpo o practicar el tensado axial.

En las instalaciones de precisión, donde es necesario conservar la centración correcta en todas las condiciones de trabajo se utilizan procedimientos de centrado de independencia de temperatura, de los cuales el más eficaz es el centrado radial por rayo.

10.18.3 Clases de ajustes

En la figura 495 se exponen los valores medios de las apreturas y holguras diametrales para los ajustes de los cojinetes según las GOST.

Aportamos las esferas aproximadas de aplicación de los ajustes (para los cojinetes de las clases de precisión N, E, A).

10.18.3.1 Ajustes de los cojinetes en el árbol (sistema del agujero único)

Con holgura H_c. Cargas ligeras. Altas velocidades de rotación. Collares flotantes.

Semilibre S_c. Cargas ligeras. Altas velocidades de rotación. Collares localmente cargados. Collares flotantes.

Corredizo C_c. Pequeñas cargas. Cargas pulsantes ligeras. Altas velocidades de rotación. Collares localmente cargados. Collares flotantes. Cojinetes alta y medianamente cargados con tensado de los collares interiores con tuercas.

Exacto E_c. Cargas medias; cargas ligeras alternativas y de impacto. Velocidades altas y medias de rotación. Collares localmente cargados. Collares flotantes. Movimiento oscilatorio. Cojinetes altamente cargados con tensado de los collares interiores con tuercas.

Adherente Ad_c. Cargas medias, pulsantes, alternativas y de impacto. Collares con carga de circulación. Velocidades medias de rotación. Cojinetes altamente cargados a carga de impacto, con tensado de los collares interiores con tuercas.

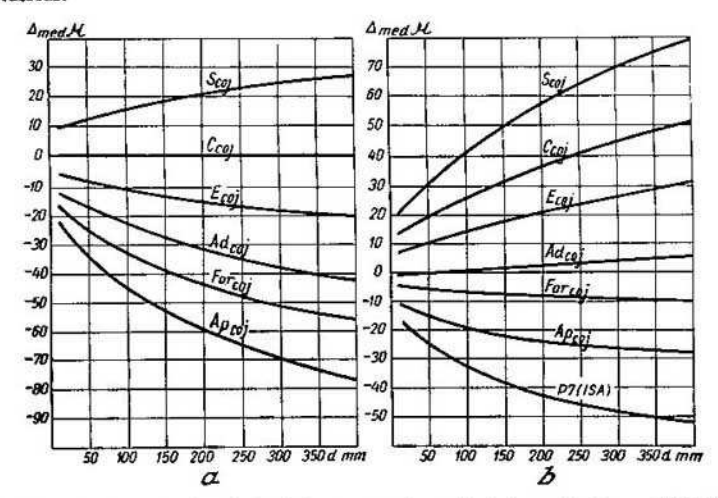


Fig. 495. Valores medios de las holguras y aprietes al ajustar cojinetes en el árbol (*a*) y en el agujero (*b*)

Forzado For_c. Altas cargas, pulsantes, alternativas y de impacto. Collares con carga de circulación. Cojinetes de rodillos y cojinetes de bolas de grandes dimensiones.

Apretado Ap_c Altas cargas alternativas y de impacto. Collares con carga de circulación. Velocidades bajas y medias de rotación. Cojinetes de rodillos de grandes dimensiones.

10.18.3.2 Ajustes de los cojinetes en el cuerpo (sistema del árbol único)

Semilibre S_c. Cargas ligeras. Altas velocidades de rotación. Collares localmente cargados. Collares flotantes.

Corredizo C_c y (C_{sc}). Cargas ligeras. Velocidades medias y altas de rotación. Collares localmente cargados. Collares flotantes. Cojinetes medianamente cargados, con tensado de los collares cargados con tuercas. Cojinetes colocados en cuerpos partidos (en el plano meridional).

Exacto E_c. Cargas medias; cargas ligeras alternativas y de impacto. Velocidad media de rotación. Collares localmente cargados. Collares flotantes. Movimiento oscilatorio. Cojinetes altamente cargados con tensado de los collares exteriores. Cojinetes instalados en cuerpos separables (por el plano meridional).

Adherente Ad_c. Cargas medias, pulsantes, alternativas y de impacto. Collares con carga de circulación. Velocidades medias de rotación. Cojinetes altamente cargados a carga de impacto, con tensado de los collares exteriores.

Forzado For_c. Cargas medianas, alternativas y de impacto. Collares con carga de circulación. Velocidades medias y bajas de rotación. Cojinetes altamente cargados a carga de impacto, con tensado de los collares exteriores.

Apretado Ap_c. Cargas altas, alternativas y de impacto. Collares con carga de circulación. Velocidades medias y bajas de rotación. Cojinetes de rodillos y de bolas de grandes dimensiones. Cojinetes colocados en cuerpos que se dilatan con el calentamiento.

A presión ligera $Pl7$ **(ISA)**. Cojinetes colocados en cuerpos de paredes delgadas y en cuerpos que se dilatan con el calentamiento.

Para los cojinetes de las clases A, C se emplea el ajuste con la 1ª clase de exactitud.

Ajustes en el árbol S_{1c}; C_{1c}; E_{1c}; Ad_{1c}; For_{1c}, Ap_{1c}.
Ajustes en el cuerpo C_{1c}; E_{1c}; For_{1c}; Ap_{1c}.

10.18.4 Elección de los ajustes teniendo en cuenta las condiciones de montaje y desmontaje

Para simplificar el montaje y el desmontaje de los cojinetes se aconseja:

1) colocar los cojinetes con apretura sólo por un collar (más preferente por el interior), el otro collar debe encajarse con ajuste libre;

2) evitar el empleo de apreturas iguales en la instalación sucesiva de los cojinetes en el árbol o en el cuerpo (montaje axial); el ajuste en la primera (por la marcha del montaje) cintura de encaje conviene hacerla más libre para facilitar la colocación del cojinete en la otra cintura.

En la figura 496, *a* se representa el sistema no recomendable de designación de los ajustes para colocar los cojinetes con apretura (ajuste *Ap* para el árbol y *Ad* para el cuerpo). Al montar en el árbol el primer cojinete *1*, por la marcha del montaje, antes de ser colocado en su cintura de encaje debe pasar con apretura por otra cintura de encaje. El cojinete *2*, al montar el árbol, en el que se han colocado con antelación los cojinetes, debe pasar al cuerpo con apretura por la primera cintura de encaje. El esfuerzo del ajuste se transmite a los collares exteriores de los cojinetes a través de las bolas, lo que puede provocar su deterioro.

Los ajustes con la misma apretura para ambos cojinetes no son realizables, cuando los cojinetes pueden montarse por los dos lados (vista *b*).

La instalación sucesiva de los cojinetes en el árbol se realiza sin dificultades con los ajustes con holgura *H*, *S* o con los ajustes centradores *C* (vista *c*). No obstante, el empleo de ajustes con holgura no siempre es posible por las condiciones de trabajo de los cojinetes.

Por la posibilidad de aplicación el método de designación de distintos ajustes para ambos cojinetes es más amplio. En este caso, los ajustes más ligeros se designan para las superficies, a través de las cuales hay que hacer pasar el cojinete en el montaje (tabla 52).

Tabla 52

Combinaciones posibles de los ajustes (fig. 496, *d*)

Ajustes en el árbol		Ajustes en el cuerpo	
I	*II*	*III*	*IV*
S	*C, E, A, F, Af*	*C*	*E, A, F, Af*
C	*E, A, F, Af*	*E*	*A, F, Af*
E	*A, F, Af*	*A*	*F, Af*
A	*F, Af*	*F*	*Af*
F	*Af*		

Cuanto mayor sea la diferencia de los ajustes tanto más fácil será el montaje. Así, para el árbol la más ventajosa es la combinación

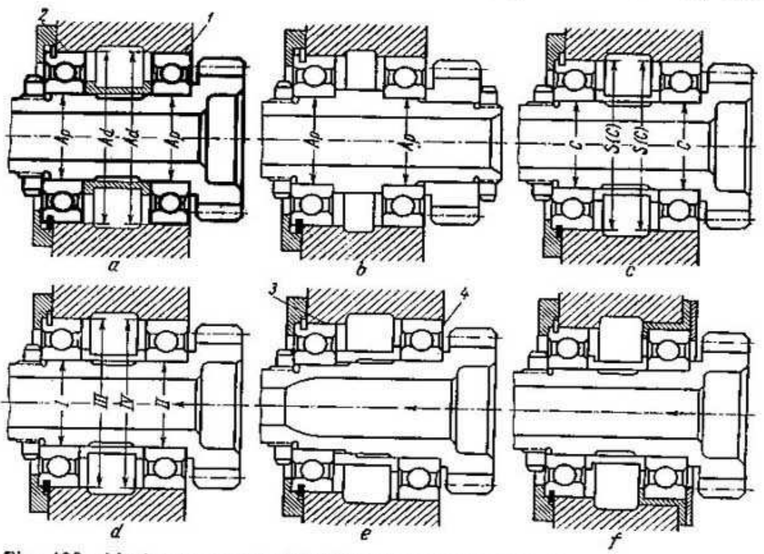


Fig. 496. Ajustes en una instalación por pares de cojinetes

S—Ap. Las combinaciones menos ventajosas se representan por los primeros signos de las columnas *II* y *IV*.

Al hacer la instalación en el cuerpo también es ventajoso el empleo de ajustes que se distinguen más el uno del otro, por ejemplo, para la primera línea de la tabla, los ajustes *C* y *Ap*.

El mejor método por las condiciones de montaje, es el empleo de cojinetes de distinto diámetro (vista *e*). Con este método puede emplearse toda la gama de ajustes. No obstante, es más preferente el caso en que el primer cojinete *3*, por la marcha del montaje, por ejemplo si el ajuste es en el cuerpo, tiene un ajuste más libre en el cuerpo que el segundo (*4*).

Es equivalente el método (según las condiciones de montaje en el cuerpo) de colocación de uno de los cojinetes en un collar permanente (vista *f*).

10.19 Montaje de cojinetes de contacto rodante

La construcción de los conjuntos de cojinete debe permitir el montaje y desmontaje más conveniente y productivo del conjunto, que excluya la necesidad del ajuste.

Como regla general, los cojinetes con apreturas de encaje deben colocarse (en el árbol o en el cuerpo) con antelación; la unión de todo el conjunto debe realizarse por las cinturas de encaje, en las cuales hay holguras.

Los ajustes con apretura simultáneamente en el árbol y en el cuerpo complican el montaje.

Los ajustes con holgura o centradores deben complementarse con el apriete axial de los collares.

Examinemos los procedimientos fundamentales del montaje para el caso simple, de colocación de un cojinete extremo, con su fijación en el árbol o en el cuerpo, valiéndose de retenes anulares.

10.19.1 Montaje axial

Procedimiento 1. *Colocación del árbol en el cuerpo, habiendo encajado de antemano el cojinete en el árbol* (fig. 497, *a*).

El cojinete se ha encajado previamente en el árbol y se ha fijado por un lado con la pestaña y por el otro con el retén anular 1.

El árbol junto con el cojinete se introduce en el cuerpo (vista *b*) hasta el tope en el retén anular *2*, colocado de antemano en el cuerpo, después de lo cual el conjunto se cierra con el retén *3*, colocado con antelación por detrás del cojinete.

Este procedimiento es el más correcto, si el cojinete se encaja en el árbol con apretura, y en el cuerpo, con ajuste centrador, y es aplicable también cuando el cojinete se encaja en el árbol y en el cuerpo con ajuste centrador.

Dicho procedimiento no es conveniente, si el cojinete se coloca en el cuerpo con apretura. Aquí, el esfuerzo del enmangado se transmite a los cuerpos de rodamiento. La operación del enmangado se complica por la necesidad de tener que manipular con dos piezas: con el árbol y el cuerpo, que pueden tener grandes dimensiones exteriores.

Procedimiento 2. *Colocación del árbol en el cojinete encajado previamente en el cuerpo* (fig. 497, *c*).

El cojinete se coloca de antemano en el cuerpo y se fija con los retenes *4*, *5*. En el agujero del cojinete se introduce el árbol y se fija con el retén *6*.

Este procedimiento es el más correcto, cuando el cojinete se coloca en el cuerpo con apretura, y en el árbol, con ajuste centrador, y es también aplicable cuando el cojinete se encaja en el árbol y en el cuerpo con holgura.

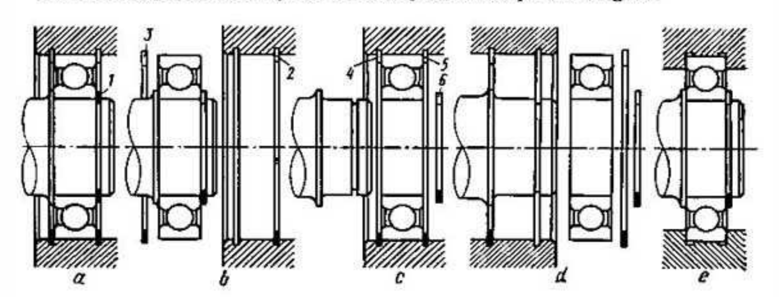


Fig. 497. Montaje de un cojinete extremo

Este método es conveniente, si el cojinete se ha colocado en el árbol con apretura.

Procedimiento 3. *Colocación del cojinete simultáneamente en el árbol y en el cuerpo* (fig. 497, *d*).

El árbol sostenido por otro cojinete (en la figura no se muestra) se coloca en el cuerpo hasta la coincidencia de las superficies de encaje en el árbol y en el cuerpo. En el espacio anular entre el árbol y el cuerpo se introduce el cojinete. El montaje finaliza con la instalación de los retenes de cierre.

Este procedimiento es aplicable, si el cojinete se instala en el árbol y en el cuerpo con holgura, es aplicable limitadamente, si uno de los ajustes (en el árbol o en el cuerpo) es libre, y no es aplicable, si el cojinete se coloca con apretura en el árbol y en el cuerpo.

10.19.2 Montaje radial

El árbol con el cojinete colocado y fijado de antemano (vista *e*) se sitúa en la mitad inferior del cuerpo partido y se cubre con la mitad superior. El cojinete se fija en el cuerpo frecuentemente con espaldones.

Son posibles cualesquiera tipos y combinaciones de ajustes en el árbol y en el cuerpo. Habitualmente, se emplea la colocación en el cuerpo con ajuste con holgura, con ajustes centradores o con pequeña apretura. El empleo de ajustes con gran apretura es dificultoso por la necesidad de garantizar la coincidencia exacta de los planos de separación con el centro del cojinete y por el peligro del pretensado del cojinete en el caso del desplazamiento erróneo del plano de separación respecto al centro del cojinete.

10.19.3 Montaje de instalaciones por pares

Examinemos la instalación del árbol-piñón con apriete en éste de los cojinetes por medio de un manguito distanciador (fig. 498, *a*). El árbol se fija en el cuerpo con la tapa *1* y el retén anular *2* colocado en la ranura del collar exterior del cojinete pequeño.

Procedimiento 1. *Colocación del árbol, con los cojinetes encajados previamente en él, en el cuerpo* (vista *b*).

El árbol montado con los cojinetes se introduce en el cuerpo y se fija con el anillo de retén *2* y la roscada *1*. Es importante que el primer cojinete (por la marcha del montaje) entre a su agujero de encaje antes que el segundo en el suyo. De los contrario el árbol puede alabearse y resultar el montaje imposible.

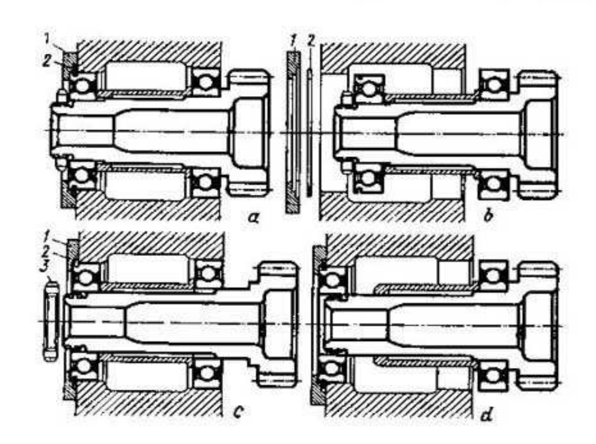


Fig. 498. Montaje de cojinetes en una instalación por pares

El ajuste de los cojinetes en el árbol con este procedimiento puede ser cualquiera. El ajuste de los cojinetes en el cuerpo es preferible que sea con holgura, centrador o con apretura insignificante.

Procedimiento 2. *Instalación del árbol en cojinetes encajados de antemano en el cuerpo* (vista *c*).

Los cojinetes se colocan previamente en el cuerpo con manguito distanciador introducido entre ellos. El cojinete extremo se fija en el cuerpo con el retén anular *2* y la tapa *1*, después de lo cual en el agujero de los cojinetes se introduce el árbol. El montaje finaliza tensando la tuerca *3* del árbol.

La cintura de encaje anterior (por la marcha del montaje) del árbol debe entrar en el agujero de su cojinete antes que la segunda cintura de encaje en el agujero de su cojinete.

El ajuste de los cojinetes en el cuerpo puede ser cualquiera (el cojinete de la derecha flotante, se sobreentiende, debe colocarse con ajuste no superior del exacto). El ajuste del cojinete en el árbol debe ser con holgura o centrador. El montaje por este procedimiento es más complejo que por el procedimiento 1. Particularmente dificulta el montaje la necesidad de colocar con antelación un manguito distanciador al montar los cojinetes en el cuerpo.

Procedimiento 3 (mixto). En el árbol (vista *d*) se coloca de antemano el cojinete posterior (por la marcha del montaje) y el manguito distanciador, y en el cuerpo se instala el cojinete fijador.

El árbol se introduce en el cuerpo, con la particularidad de que el rabo del árbol entra en el agujero del cojinete fijador, y el cojinete posterior, en el alojamiento de encaje del cuerpo. El montaje finaliza con el tensado de la tuerca del árbol.

Los ajustes del cojinete posterior en el árbol y del cojinete fijador en el cuerpo pueden ser cualesquiera. El ajuste del cojinete fijador en el árbol puede ser con holgura o centrador. El ajuste del cojinete posterior en el cuerpo debe ser con holgura, centrador o exacto.

El procedimiento de montaje está vinculado estrechamente con el sistema de sujeción de los cojinetes, con la construcción y disposición de los elementos que fijan los cojinetes en el árbol y en el cuerpo (fig. 499). El sistema *a* de sujeción de los cojinetes admite el empleo

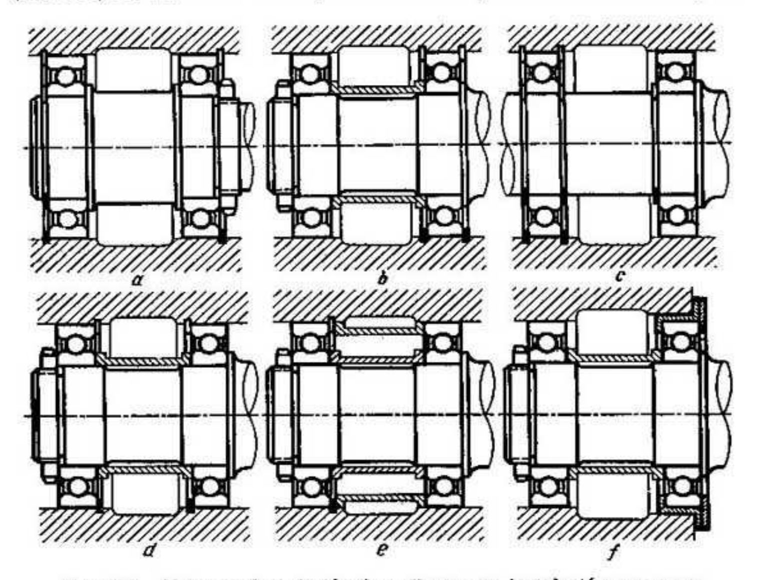


Fig. 499. Sistemas de sujeción de cojinetes en instalación por pares

sólo del procedimiento 1, el sistema *b* sólo del procedimiento 2, el sistema *c* sólo del procedimiento 3, los sistemas *d*, *e*, sólo de los procedimientos 2 y 3. La construcción *f* admite el empleo de cualesquiera de los tres procedimientos.

De este modo, existe una correlación estrecha entre el sistema de sujeción de los cojinetes y el sistema de ajuste en el árbol y en el cuerpo.

Las condiciones del montaje y el procedimiento elegido más conveniente y productivo de montaje determinan el sistema de sujeción de los cojinetes y los ajustes admisibles de los cojinetes en el árbol y en el cuerpo, que pueden también no coincidir con los ajustes indispensables por las condiciones de trabajo fiable del conjunto.

Si se parte de las condiciones de trabajo del conjunto y se designan los ajustes óptimos para las condiciones dadas, esto determina el sistema de sujeción de los cojinetes y el procedimiento de montaje que,en este caso, puede ser no el más conveniente y productivo.

Prácticamente, con frecuencia hay que elegir la variante que garantice la observación de las condiciones más importantes del trabajo correcto del conjunto y que no complique demasiado el montaje.

La introducción del *tensado axial* de los cojinetes en el árbol y en el cuerpo simplifica el montaje. El apriete de fuerza sustituye completamente los ajustes con apretura y permite aplicar ajustes más libres sin perjudicar la capacidad de trabajo del conjunto y haciendo el montaje más cómodo.

10.20 Cojinetes autoalineadores

Los cojinetes autoalineadores se emplean cuando:

1) no es posible tecnológicamente garantizar el coaxialidad total de los apoyos (apoyos situados en distintos cuerpos o en partes de los cuerpos fijadas con insuficiente exactitud una respecto de la otra);

2) las piezas armazón no son rígidas y se deforman bajo la acción de los esfuerzos de trabajo (cuerpos de paredes delgadas, por ejemplo, cuerpos de materiales en hoja);

3) el árbol, debido a la insuficiente rigidez o a una gran magnitud de las fuerzas transversales que actúan sobre él, se deforma bajo carga (árboles de grandes dimensiones con rotores no equilibrados del todo).

El empleo de cojinetes rígidos en estos casos, con frecuencia conduce al agarrotamiento de los cuerpos de rodamiento, a una carga unilateral sobre el cojinete que sobrepasa varias veces las cargas de trabajo, y produce un rápido desgaste y dejan inservibles los cojinetes. Estos fenómenos se manifiestan de modo particularmente brusco en los cojinetes que por la forma de los cuerpos de rodamiento y de las pistas de rodadura son dúctiles al alabeo (cojinetes de rodillos con rodillos cilíndricos y cónicos). Los cojinetes de bolas aguantan algo mejor los alabeos debido a que tienen holgura angular.

El empleo de cojinetes autoalineadores es racional también en los casos en que no existen fuentes visibles de alabeos y de no coaxialidad. Las inexactitudes de producción, errores del montaje y las deformaciones térmicas difíciles de tener en cuenta del sistema pueden crear en los cojinetes cargas locales, las cuales son fáciles de evitar, dando a los cojinetes libertad de instalación.

El autoajustamiento es un medio eficaz para elevar la fiabilidad y longevidad de los cojinetes de contacto rodante cargados pesadamente y de grandes velocidades.

Los cojinetes de una fila de bolas con superficie de trabajo esférica del collar exterior (fig. 500, *a*) ya casi no se emplean, puesto que los cojinetes de este tipo se distinguen por su reducida capacidad portante, por la tendencia al agarrotamiento de las bolas al aplicarles carga axial y la fijación con exactitud insuficiente del árbol en sentido axial.

Por las mismas causas se emplean raramente los cojinetes de una fila de rodillos en forma de barrilete (vista *b*).

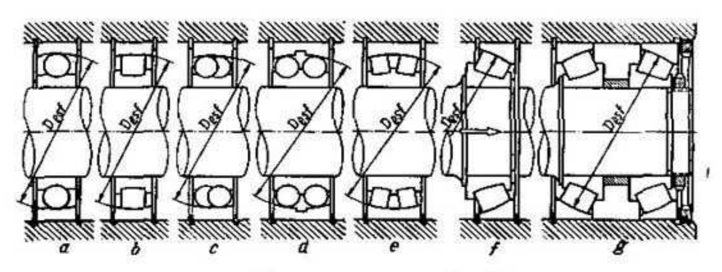


Fig. 500. Cojinetes autoalineadores

El tipo de cojinete autoalineador más difundido es el cojinete de doble fila de bolas con disposición de las bolas en orden escaqueado (vista *c*).

Por la forma de la pista de rodadura, estos cojinetes son poco adaptables para soportar cargas axiales. Se puede elevar su capacidad portante axial distanciando las bolas, cosa que va acompañada de la transición de las superficies de contacto a sectores de esfera, situados bajo un gran ángulo respecto al plano transversal de simetría (vista *d*).

Los cojinetes de rodillos autoalineadores se hacen en forma de cojinetes de doble fila de rodillos en forma de barrilete (vista *e*).

Los cojinetes autoalineadores cónico-esféricos se emplean en instalación unitaria (vista *f*), como axiales, y en la instalación por pares (vista *g*), como radiales-axiales. Para que trabajen bien las instalaciones aparejadas es necesario mantener con exactitud la distancia entre los cojinetes, asegurando la coincidencia de los centros de las superficies esféricas de rodadura.

Otro procedimiento para obtener el autoajustamiento reside en meter los cojinetes estandartizados en cuerpos esféricos (fig. 501). Este procedimiento se aplica, como regla general, sólo para las instalaciones de apoyos múltiples (con dos y mayor número de cojinetes).

En los cojinetes colocados en esferas, los cuerpos de rodamiento trabajan en condiciones de rodadura pura, mientras que en los cojinetes autoalineadores, en los alabeos, tiene lugar un desplazamiento periódico (a grandes velocidades de rotación, de alta frecuencia) de

los cuerpos de rodamiento por la superficie esférica, acompañado por un intenso desgaste.

La relación del diámetro de la esfera al diámetro exterior de los cojinetes, en las instalaciones por pares se hace igual a $D_{esf}/D = 1{,}25 \div 1{,}3$ (vista *a*). Esta correlación garantiza la orientación favorable de las superficies portantes de la esfera respecto de las car-

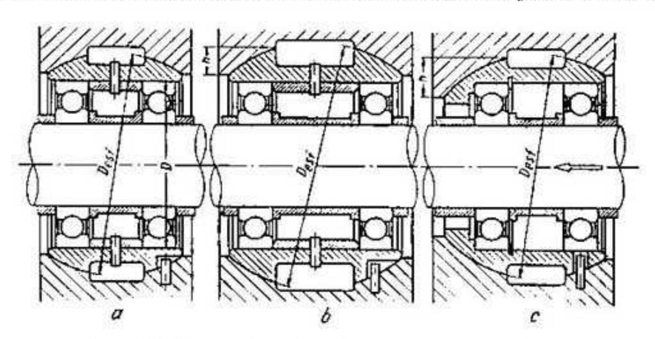


Fig. 501. Colocación de cojinetes en apoyos esféricos

gas axial y radial. A grandes cargas axiales la relación D_{esf}/D se eleva hasta 1,4—1,5 con el fin de aumentar la altura *h* de la parte portante de la esfera (vista *b*).

A elevada carga axial de acción unilateral la esfera se hace asimétrica (vista *c*), desarrollando su superficie portante *h*.

Para asegurar el autoajustamiento es necesario el suministro de lubricante (es preferible que sea a presión) a las superficies de apoyo esféricas. En los sitios de difícil acceso se emplean grases sólidas.

10.21 Instalación elástica de cojinetes

La colocación flexible amplía la posibilidad de emplear los cojinetes de contacto rodante y permite variar las condiciones de su carga.

Al colocar cojinetes en un cuerpo rígido (fig. 502, *a*), el reparto de las cargas axial y radial en los cojinetes es indeterminable y depende de la exactitud del montaje y de la dirección de las deformaciones de flexión del árbol. Si se deforma el lado izquierdo del árbol, y el derecho, mantenido por el otro apoyo (en la figura no se muestra) se deforma menos, el cojinete de la izquierda está sobrecargado en comparación con el de la derecha.

Al colocar cojinetes en manguito de consola flexible (vista *b*) las cargas se reparten en forma absolutamente determinada. La carga

radial la soporta el cojinete de la derecha, situado en el nudo de rigidez, la axial, el de la izquierda, que está descargado de las fuerzas radiales, gracias a la ductilidad del manguito.

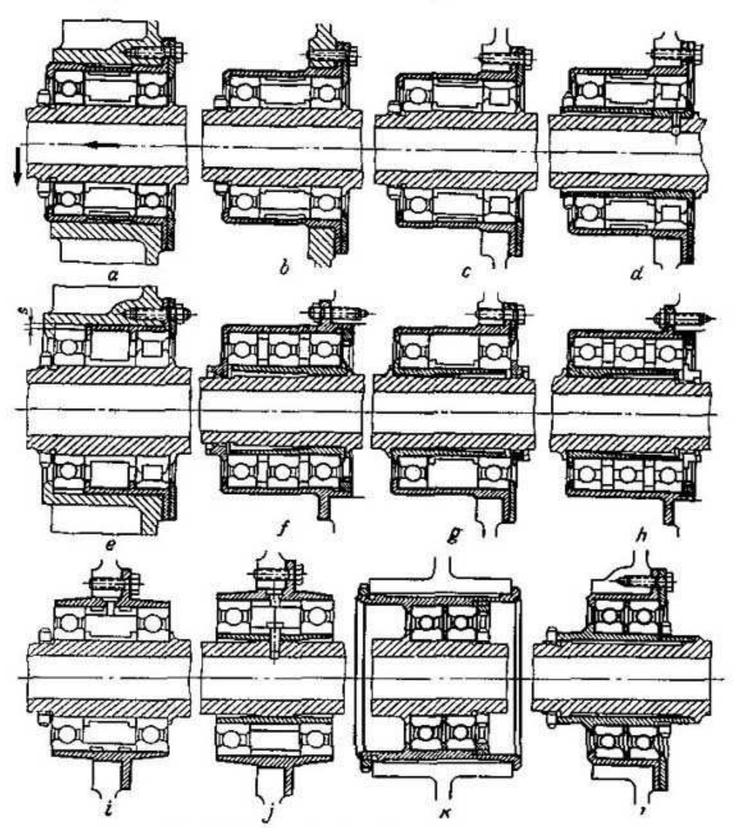


Fig. 502. Instalación elástica de cojinetes

En la construcción *c* las cargas radiales las soporta el cojinete de rodillos; el cojinete de bolas soporta las cargas axiales en ambas direcciones.

En la construcción de elevada flexibilidad (vista *d*), además del cuerpo flexible, se ha aplicado la colocación del collar interior del cojinete en manguito flexible, encajado en consola en el árbol.

Estos sistemas son equivalentes al procedimiento empleado en la construcción de maquinaria que consiste en cargar uno de los cojinetes sólo con las fuerzas axiales colocando este cojinete en un cuerpo con holgura radial *s* (vista *e*).

En la colocación incorporada de cojinetes de bolas en un cuerpo flexible y en manguito flexible (vista *f*) se asegura la disminución sucesiva (desde el nudo de rigidez en dirección hacia la consola) de las fuerzas radiales y el aumento sucesivo (en la misma dirección) de las fuerzas axiales en el cojinete, así como el reparto uniforme de las fuerzas en el cojinete.

La colocación por pares de cojinetes de bolas en un cuerpo flexible y en manguito de consola flexible (vista *g*) garantiza la distribución uniforme de las fuerzas radiales en ambos cojinetes. Este sistema en total, posee ductilidad en sentido radial y la propiedad de autoajustamiento.

En la vista *h* se muestra la colocación incorporada de cojinetes de bolas con distribución uniforme de las fuerzas en el cojinete. Este sistema también asegura cierta libertad de autoajustamiento del árbol.

Las construcciones con disposición simétrica de los cojinetes respecto del nudo de rigidez, en el caso de colocación en un cuerpo flexible (vista *i*) o en un cuerpo flexible y sobre manguito flexible (vista *j*) poseen la propiedad de autoajustarse y pueden aplicarse en vez de la instalación esférica de los cojinetes. Estas construcciones aseguran también la percepción flexible de las cargas por los cojinetes.

En las vistas *k*, *l* se muestra la colocación flexible de cojinetes aparejados, designada para amortiguar las cargas de impacto.

10.22 Instalación de filas múltiples de cojinetes

La colocación de filas múltiples de cojinetes se emplea para aumentar la capacidad portante de los conjuntos de cojinete y disminuir la carga en cada cojinete, lo que es particularmente importante en los apoyos de altas revoluciones.

Lo principal en las colocaciones de filas múltiples reside en asegurar la carga uniforme en los cojinetes. Para los cojinetes que soportan cargas radiales, el problema se resuelve, ejecutando con exactitud las superficies de encaje de los collares exterior e interior, metiendo los cojinetes en cuerpos uniformemente rígidos o empleando cuerpos flexibles.

Es más difícil lograr el reparto uniforme de la carga axial. Si la fabricación y el montaje son inexactos, la carga axial la soporta sólo uno de los cojinetes, los demás cojinetes no participan en el trabajo o participan en grado insignificante.

El empleo de apretura previa y el aumento de la exactitud de fabricación de los cojinetes ha permitido resolver también este problema. Ahora las colocaciones de filas múltiples han obtenido amplia difusión.

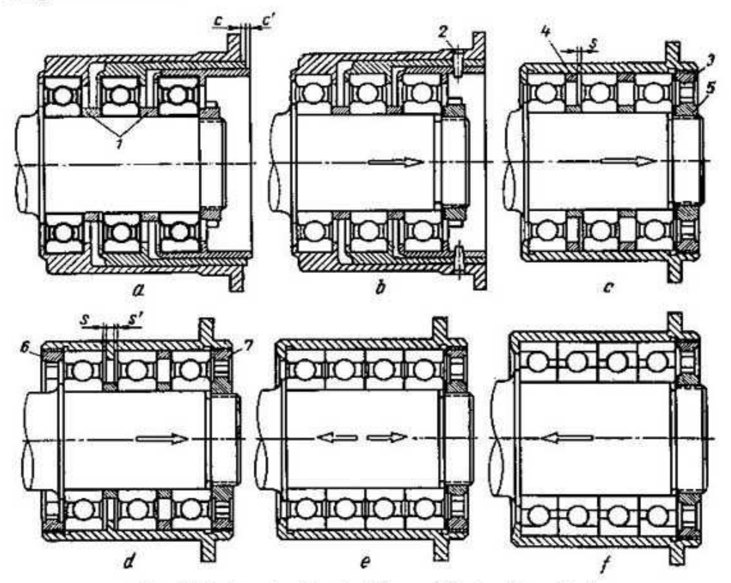


Fig. 503. **Instalación de filas múltiples de cojinetes**

En la figura 503, *a*, *b* se muestra uno de los procedimientos anteriores para garantizar la carga axial uniforme de los cojinetes sucesivamente instalados.

Los cojinetes están metidos cada uno en su cuerpo dispuesto concéntricamente en el cuerpo del cojinete mixto. La longitud de los anillos distanciadores *1* (vista *a*) se elige con tal cálculo que en estado libre los extremos de los cuerpos salgan con relación a los extremos del cuerpo mixto a las magnitudes *c* y *c'* iguales a las deformaciones axiales de los cojinetes, con una carga rigurosamente igual a la fuerza en el banco de pruebas. A continuación, el conjunto se comprime bajo prensa hasta la coincidencia de los extremos de todos los cuerpos. Los cuerpos de los cojinetes en esta posición se fijan con pasadores cónicos *2* (vista *b*). En este caso, los cojinetes adquieren una apretura previa, cuyo grado se determina por las magnitudes *c* y *c'*. Sin apretura previa, queda sólo el último cojinete (colocado en el cuerpo exterior).

A una carga de fuerza axial opuesta a la dirección de la apretura (saeta clara), la carga se reparte entre los cojinetes en medida de la apretura (si las apreturas previas son iguales, en partes iguales). El cojinete extremo no tensado soporta

principalmente las cargas radiales y fija el árbol en dirección opuesta a la acción de la fuerza.

Este sistema, que exige regulación y montaje individual del conjunto y, por consiguiente, no es adaptable en la producción en gran escala, hoy día ha sido sustituido por construcciones más perfectas.

En la construcción *c* los cojinetes están encajados en un cuerpo común, están separados en el árbol y en el cuerpo por anillos de distancia y se tensan con la tuerca *3*. La longitud del último (por el lado del tensado) anillo de distancia *4* en el cuerpo se elige de modo que, a una instalación compacta, entre el anillo y el collar exterior del cojinete mixto quede la holgura calculada *s*.

Al realizar el tensado con la tuerca *3* todo el grupo de cojinetes anteriores se desplaza a la magnitud *s*, adquiriendo apretura. El cojinete *4* queda sin apretura.

Este sistema puede soportar elevada carga axial en el sentido opuesto a la apretura (en dirección de la saeta). En dirección opuesta la carga es soportada sólo por el cojinete extremo no tensado; los demás cojinetes, descargándose de la apretura previa, no soportan prácticamente cargas de dirección opuesta.

Si el conjunto debe soportar elevada carga axial en dirección opuesta a la indicada por la saeta, conviene cambiar la dirección de la apretura, es decir, trasladar la tuerca *3* a la izquierda o apretar los collares interiores de los cojinetes con la tuerca *5*, dejando una holgura entre el último anillo de distancia en el árbol y el collar interior del cojinete mixto.

Para lograr una apretura uniforme, los cojinetes se agrupan antes del montaje según la magnitud de su deformación axial elástica bajo una determinada carga de ensayo. Para el montaje del conjunto se entregan sólo los cojinetes con una misma flexión elástica.

En la construcción *d* se someten a apretura todos los cojinetes, tensando las tuercas *6*, *7* hasta compensar las holguras s y s'. Este sistema soporta elevadas cargas axiales en sentidos mostrados.

El reparto uniforme de la carga axial entre los cojinetes de los sistemas de cojinetes múltiples puede realizarse sin apretura previa, aplicando cojinetes de elevada exactitud (vista *e*).

La condición principal, en este caso, reside en que coincidan con exactitud los extremos de los collares exteriores e interiores de los cojinetes. La rigidez axial primordial de los cojinetes debe ser la misma para todos ellos.

Este sistema puede soportar elevadas cargas axiales en ambas direcciones.

La colocación de filas múltiples de cojinetes radiales-axiales (vista *f*) está calculada para una gran carga axial, dirigida en una dirección. Tres cojinetes soportan la carga axial, el cuarto es el de cierre y fija el árbol en la dirección opuesta a la acción de la carga fundamental. La carga uniforme de los cojinetes se consigue con la exactitud de las dimensiones e igualdad de la rigidez axial de los cojinetes.

10.23 Instalación conjunta de cojinetes de contacto rodante y de contacto plano

Como regla general, no se recomienda combinar en una instalación, cojinetes de contacto rodante y de contacto plano. Las holguras radiales en los cojinetes de contacto plano son considerablemente mayores que en los cojinetes de contacto rodante. Por eso, este tipo de colocación suele conducir a la sobrecarga y alabeo de los cojinetes de contacto rodante y al cargamento incompleto de los de contacto plano.

Si la falta de sitio obliga a aplicar esta combinación, se aconseja separar, en lo posible, el apoyo de contacto plano del de contacto rodante, disminuir el diámetro del cojinete de contacto plano, así como emplear cojinetes de contactó rodante autoalineadores (fig. 504).

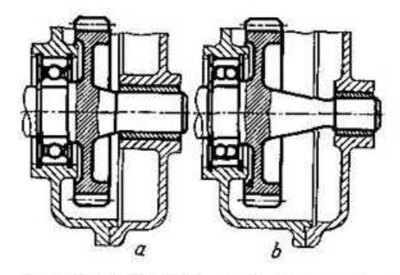


Fig. 504. Instalación conjunta de cojinetes de contacto rodante y de contacto plano:

a, no racional, *b*, racional

En la figura 505 se exponen ejemplos de la combinación de cojinetes de contacto rodante y de contacto plano en un conjunto de árboles concéntricos.

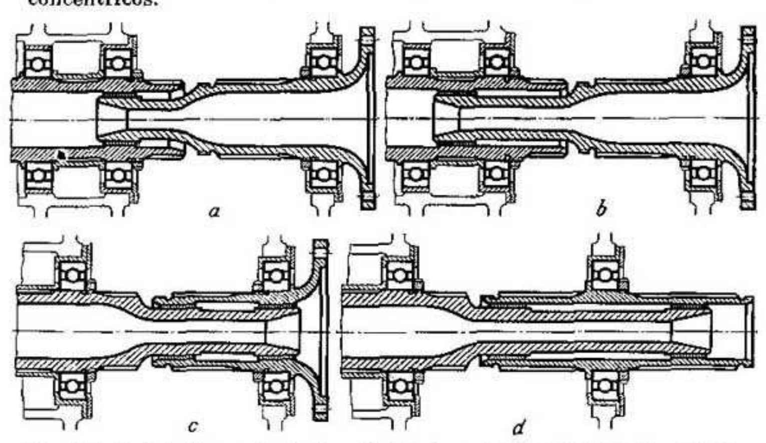


Fig. 505. Instalación conjunta de cojinetes de contacto rodante y de contacto plano en árboles coaxiales

En la construcción *a* el árbol de la izquierda está apoyado en dos cojinetes de contacto rodante; el rabo del árbol de la derecha se ha colocado en un cojinete de contacto plano situado en el plano del cojinete de contacto rodante del árbol de la izquierda.

En la construcción *b* el rabo se ha alargado y apoyado en el cojinete de contacto plano situado entre los apoyos de contacto rodante del árbol de la izquierda.

En la construcción *c* el rabo se ha hecho en el árbol de la izquierda e introducido en el cojinete de contacto plano, situado en el plano del apoyo de contacto rodante del árbol de la derecha. De segundo apoyo para el árbol de la derecha sirve el cojinete de contacto plano en el rabo del árbol de la izquierda.

A una distancia suficientemente grande de los apoyos de contacto plano colocados en el rabo (vista *d*), el árbol de la izquierda puede ser colocado sólo en un cojinete de contacto rodante.

10.24 Instalación concéntrica de cojinetes de contacto rodante

En la disposición concéntrica de cojinetes es conveniente:

1) situar los cojinetes, en lo posible, en un plano;
2) evitar la colocación de consola de los cojinetes;

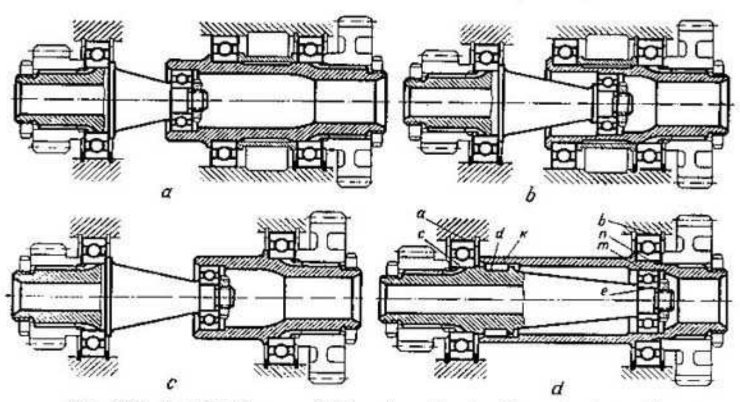


Fig. 506. Instalación concéntrica de cojinetes de contacto rodante

3) asegurar la coaxialidad máxima de las superficies de encaje conjugadas.

En la construcción según la figura 506, *a* el árbol de la derecha se ha colocado en el cuerpo, sobre dos cojinetes de bolas, el de la

izquierda sobre un cojinete de bolas. El rabo del árbol de la izquierda está apoyado en un cojinete de bolas situado en el extremo alargado del árbol de la derecha.

El error de esta construcción consiste en que el apoyo complementario del árbol de la izquierda está puesto en la consola. La no coaxialidad, inevitable debido a las inexactitudes de fabricación y montaje de las superficies de encaje del rabo y la consola, provoca el batimiento de este rabo, lo que conduce al rápido desgaste del cojinete principal del árbol y empeora el trabajo del piñón situado en el árbol.

En la construcción *b* el apoyo auxiliar del árbol de la izquierda, está dispuesto por el centro entre los cojinetes del árbol de la derecha, lo que reduce al mínimo el batimiento. El aumento de la distancia entre los apoyos del árbol de la izquierda mejora su estabilidad.

La carga complementaria transmitida por el rabo a los apoyos del árbol de la derecha, disminuye.

Para reducir las dimensiones axiales puede colocarse cada uno de los dos árboles en un cojinete principal y en uno auxiliar.

En la construcción *c* se ha cometido un error: el apoyo auxiliar del rabo del árbol de la izquierda, que debe simultáneamente servir de apoyo auxiliar del árbol de la derecha, está separado de los apoyos principales. La no rigidez del apoyo lo hace ficticio. Soportan la carga sólo los cojinetes principales, trabajando en las condiciones más desfavorables, es decir, al alabeo.

En la construcción *d* el apoyo auxiliar del árbol de la izquierda está dispuesto directamente bajo el apoyo principal del de la derecha, y el apoyo auxiliar del árbol de la derecha (cojinete de agujas) está colocado en la proximidad inmediata al apoyo principal del de la izquierda. La posición de los árboles resulta estable. Las dimensiones axiales de la instalación pueden ser considerablemente reducidas.

En todos los casos de colocación concéntrica conviene asegurar tecnológicamente la máxima coaxialidad posible de las superficies de encaje. Por ejemplo, en la construcción *d* es necesario garantizar la coaxialidad de las superficies *a* y *b* en los cuerpos ; *c*, *d*, *e* en el árbol de la izquierda; *n*, *m*, *k* en el de la derecha.

Se debe tener en cuenta la dirección de rotación de los árboles. Si los árboles giran en distintas direcciones la velocidad efectiva de rotación de los cojinetes auxiliares es igual a la suma de las velocidades de rotación de los árboles, y si giran en una misma dirección, es igual a la diferencia de las velocidades de rotación de los árboles.

10.25 Colocación de cojinetes en árboles de salida y de entrada

Los cojinetes colocados en los árboles de salida y entrada succionan intensamente el aceite de la cavidad del cuerpo, lo que provoca la expulsión del aceite de las empaquetaduras. Esto en particular

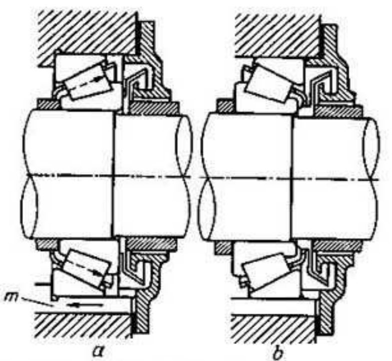


Fig. 507. Acción de bomba de un cojinete

Fig. 508. Evacuación del aceite en las instalaciones extremas de cojinetes

aparece bruscamente en los cojinetes cónicos con rodillos que divergen hacia el lado de la empaquetadura (fig. 507, *a*) que actuando como los álabes de una bomba centrífuga, impulsan el aceite a la cavidad entre el cojinete y la empaquetadura. La instalación inversa de los cojinetes (vista *b*) en este sentido es más conveniente.

Para evitar el recalentamiento del cojinete es necesario evacuar el aceite de la cavidad entre el cojinete y la empaquetadura, a través de canales o agujeros de sección suficientemente grande (*m.* fig. 508, *a—c*).

En las colocaciones por pares (vista *d*) es necesario derivar el aceite también de la cavidad entre los cojinetes (agujero *n*), y en las empaquetaduras de escalones múltiples (vista *e*), de las cavidades entre las empaquetaduras (agujero *q*).

Es conveniente colocar ante los cojinetes, por el lado del cuerpo, empaquetaduras ligeras del tipo de discos deflectores *1* (vistas *a—e*) atrapadores *2* (vista *f*), laberintos *3* (vista *g*).

Es racional la construcción del deflector de aceite en forma de rotor de álabes *4*, estampado de acero en hojas, con paletas en espiral (vista *h*). Al colocar el grupo, el deflector de aceite deja pasar libremente el aceite al cojinete, garantizando la creación de una reserva de aceite para el período de puesta en marcha. Después del arranque el deflector de aceite, actuando como una bomba axial, protege al cojinete del exceso de aceite.

10.26 Colocación de cojinetes en superficies cilíndricas incompletas

Los encajes de los cojinetes por las superficies cilíndricas interrumpidas por rebajos, ranuras, etc., como regla general, deben evitarse.

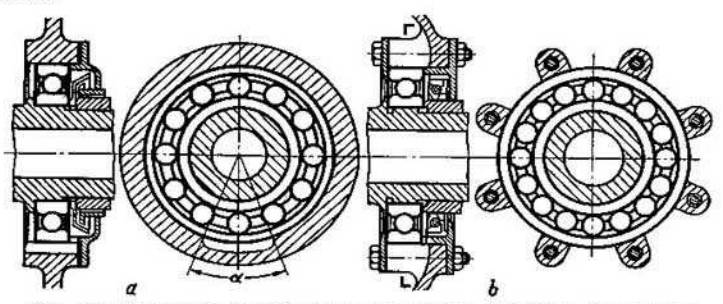


Fig. 509. Colocación de cojinetes en superficies cilíndricas incompletas

Cuando las bolas ruedan periódicamente por sectores no apoyados, el collar se deforma; en este sector se reduce bruscamente la capacidad portante.

Si los rebajos son indispensables por condiciones de construcción, conviene reducir su extensión. Para los cojinetes cargados por una fuerza de dirección constante, los rebajos son admisibles en el lado no cargado con arco de $\alpha = 20 \div 30°$ (fig. 509, *a*).

Para los cojinetes de las series pesadas la extensión de los rebajes puede ser mayor.

En los casos excepcionales, los cojinetes de contacto rodante se colocan en sectores de apoyo aislados dispuestos simétricamente, por ejemplo, en los resaltos del cuerpo (vista *b*).

Con frecuencia los cojinetes se colocan en árboles estriados (fig. 510, *a*, *b*). Semejantes conjuntos, a cargas moderadas trabajan satisfactoriamente, si el número de estrías es suficientemente grande.

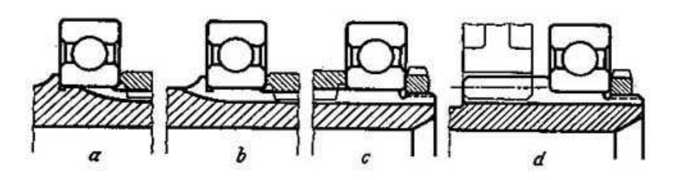


Fig. 510. Colocación de cojinetes en árboles estriados y en los dientes de los piñones

El diámetro de la superficie de encaje de las estrías debe ser algo mayor que el diámetro exterior de la parte restante de las estrías. La superficie de encaje se mecaniza con la exactitud habitual para los conjuntos de cojinete. Los ajustes con apretura, en estos casos deben evitarse. El tensado axial del collar interior del cojinete a través de las piezas acopladas o por la tuerca, es obligatorio.

La rosca para la tuerca de apriete, con frecuencia se filetea también por los salientes de las estrías (vista *c*).

En la vista *d* se muestra la colocación de un cojinete en la superficie rebajada de los dientes del piñón.

10.27 Colocación de cojinetes sin collares

Para disminuir las dimensiones radiales y el peso de la construcción se quita uno de los collares de los cojinetes estandartizados, ejecutando las pistas de rodadura directamente en las piezas (fig. 511, *a*—*c*).

Con frecuencia, este procedimiento se utiliza para los cojinetes con rodillos cilíndricos, puesto que el mecanizado de las pistas de rodadura cilíndricas en las piezas, es comparablemente más sencillo.

En algunos casos, se hacen ambas pistas en las piezas, tomando del cojinete estandartizado sólo el juego de rodillos con la jaula (vistas *d*, *e*).

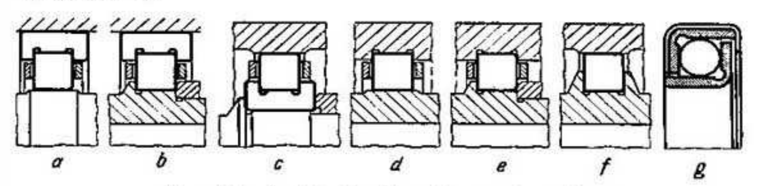


Fig. 511. Instalación de cojinetes sin collares

Con frecuencia se emplea la colocación sin jaula (vista *f*). Los cojinetes de este tipo trabajan satisfactoriamente, pero con elevado desprendimiento de calor, como resultado del rozamiento de los rodillos el uno contra el otro.

Las superficies de las pistas de rodadura deben ser templadas hasta la dureza *HRC* 62—65 y trabajadas por la 1ª clase de precisión, con una finura no inferior a ∇12; las holguras extremas y radiales estandartizadas para los cojinetes de contacto rodante deben ser mantenidas.

Las piezas, en las cuales se ejecutan las pistas de rodadura suelen hacerse de aceros para construcciones y la indispensable dureza superficial se atribuye por cementación, temple con calentamiento con corriente de alta frecuencia o por nitruración.

Para las piezas cementadas o cianuradas se emplean aceros aleados pobres en carbono del tipo 20J, 18JGT, 18JN3A, 20J2NA; para las piezas que se elaboran con corriente de alta frecuencia se emplean aceros aleados con 0,8—1% de C; para las piezas nitruradas, aceros del tipo 38JMYuA.

La instalación sin collar de cojinetes de bolas se emplea raramente, debido a la dificultad de fabricación de las pistas de rodadura

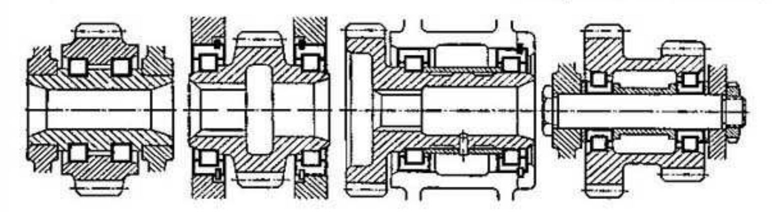


Fig. 512. Instalación de cojinetes sin collares y sin jaula

perfiladas. Estas construcciones se utilizan para cojinetes de poca importancia, dando a las pistas de rodadura una forma simplificada. En el cojinete de bolas para el accionamiento auxiliar (vista *g*) los collares se han ejecutado por estampado de acero en hojas y se han

sometido a cianuración. La superficie de las pistas de rodadura se ha rectificado por el cilindro y por el plano.

En la figura 512, se muestran ejemplos de colocaciones sin collares y sin jaulas de cojinetes de rodillos en conjuntos de transmisiones dentadas.

Aportamos el surtido de rodillos cilíndricos estandartizados: $d = l = 5$; 6,5; 7,5; 9; 0; 11; 12; 13; 14; 15; 17; 18; 20; 22; 23; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40.

Las tolerancias para los diámetros de los rodillos son desde —4 hasta +16 μ. En la instalación sin jaulas es necesario agrupar los rodillos con desviaciones de las dimensiones en el juego no mayores de las indicadas en la tabla.

Diámetro de los rodillos en μ	Desviaciones en μ, no mayores de	
	por el diámetro	por la longitud
< 18	1	6
18—30	2	8
> 30	3	10

10.28 Regulación de la posición axial de los árboles

La regulación de la posición axial del árbol suele realizarse, valiéndose de la tuerca y de las arandelas calibradas intercambiables

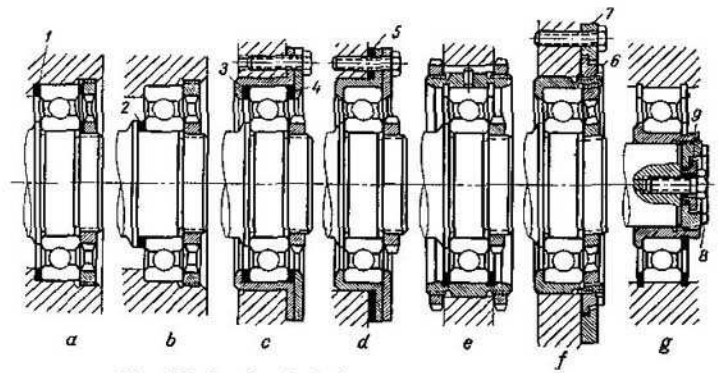


Fig. 513. Regulación de la posición axial de los árboles

que se colocan tras el collar exterior *1* (fig. 513, *a*) o interior *2* (vista *b*) del cojinete.

En el tensado del collar, en el cuerpo con disco (vista *c*), son necesarias dos arandelas calibradas *3*, *4*.

En la construcción *d* la regulación se garantiza, colocando la arandela intercambiable *5* tras la brida del cuerpo intermedio.

El defecto de las construcciones descritas reside en la necesidad de desmontar el conjunto cada vez que se regula. Estos procedimientos se aplican en los casos en que la regulación se realiza una sola vez (al montar la máquina) o raramente.

En la construcción *e* la regulación se realiza sin desmontar el conjunto, valiéndose de dos tuercas colocadas en el cuerpo intermedio del cojinete. El defecto de esta construcción reside en que hay que manipular con ambas tuercas, lo que no siempre es posible por las condiciones constructivas.

En la construcción *f* más conveniente, la regulación se realiza girando la tuerca *6* situada en el cuerpo intermedio del cojinete y fijada en sentido axial por el anillo *7*.

En la construcción *g* el conjunto regulador que consta de la tuerca *8* y del anillo *9* se ha trasladado al extremo del árbol y actúa sobre el collar interior del cojinete,

En las construcciones *f*, *g* es inevitable la holgura axial en el dispositivo regulador, que se compone de la holgura en la rosca y de la holgura entre la pestaña de la tuerca y los anillos limitadores *8*, *9*. Estos procedimientos no aseguran la fijación sin holgura.

10.29 Cojinetes de alta velocidad de rotación

Por la velocidad de rotación se distinguen los grupos de cojinetes de contacto rodante indicados en la tabla

Velocidad	$nd \cdot 10^{-6}$ en mm	v_{cir} en m/s
Normal	0,1—0,5	5—25
Elevada	0,5—1	25—20
Alta	1—2	50—100
Superalta	>2	>100

Al primer grupo pertenecen los cojinetes estandartizados, para los cuales el valor medio $nd = 0,3$ y el máximo 0,5—0,6 (cojinetes de bolas y de rodillos de poco diámetro de las series ligeras).

Para alcanzar una velocidad de rotación más elevada es necesario variar esencialmente la construcción y los procedimientos de lubricación de los cojinetes.

Los cojinetes ultrarrápidos ($nd > 2$) aún no han salido de la fase experimental y se emplean en la construcción de maquinaria en construcciones aisladas.

Para los apoyos de los árboles ultrarrápidos se emplean, como regla general, los cojinetes de bolas radiales-axiales y radiales que poseen el coeficiente mínimo de rozamiento, gracias al contacto por puntos. Para cargas radiales elevadas se aplican cojinetes de rodillos con rodillos alijerados.

10.29.1 Construcción de apoyos con cojinetes de alta velocidad de rotación

El desprendimiento de calor en el cojinete incrementa proporcionalmente a la carga, y la longevidad disminuye casi proporcionalmente al cubo de la carga. Por eso en la construcción de los apoyos se debe prestar gran atención a la disminución de las cargas de trabajo y eliminación de las cargas interiores y parásitas.

Las cargas de trabajo se reducen:

1) disminuyendo el peso del rotor y las masas giratorias vinculadas con él;

2) equilibrando minuciosamente los rotores estática y dinámicamente;

3) eliminando la acción simultánea de las cargas radiales y axiales (cargando unos cojinetes sólo con fuerzas radiales, los otros sólo con axiales);

4) colocando paralelamente varios cojinetes con reparto uniforme de la carga entre ellos.

En las transmisiones por engranajes es conveniente descargar los árboles de alta velocidad de las cargas radiales valiéndose de un accionamiento de etapas múltiples (accionamiento por varios piñones dispuestos simétricamente por la circunferencia).

Para eliminar las cargas parásitas es necesario:

1) la descarga total de los cojinetes de las fuerzas térmicas que surgen en las deformaciones térmicas del sistema;

2) la elevación de la exactitud de fabricación de los cuerpos de rodamiento, la observación severa de la cilindricidad de las superficies de encaje, la eliminación de su no coaxialidad, falta de paralelismo y alabeos, que provocan cargas complementarias en los cojinetes;

3) el aumento de la rigidez de los árboles y cuerpos con el fin de evitar las deformaciones elásticas y las presiones de borde provocadas por éstas;

4) el empleo de apreturas de encaje moderadas para evitar el agarrotamiento de los cuerpos de rodamiento.

Es racional colocar los cojinetes en apoyos esféricos (no se aconseja emplear cojinetes esféricos autoalineadores, debido a la forma desfavorable de las pistas de rodadura exteriores para la resistencia mecánica de contacto).

En las instalaciones por pares de cojinetes radiales y radiales-axiales es mejor emplear la apretura ligera por muelle para compensar las holguras y evitar la rotación giroscópica de las bolas del cojinete no cargado del par.

Con el fin de reducir la velocidad circunferencial y las fuerzas centrífugas de los cuerpos de rodamiento se aconseja disminuir el diámetro de los muñones hasta los límites admisibles por la resistencia mecánica y rigidez del árbol y por la capacidad portante de los cojinetes.

10.29.2 Particularidades de la construcción de cojinetes

Los cojinetes de alta velocidad se ejecutan por las clases más elevadas de precisión. Es particularmente importante la exactitud de la forma de las superficies de rodamiento y las dimensiones de los cuerpos de rodamiento. Los cuerpos de rodamiento se agrupan con desviaciones por el diámetro en el juego, no mayores de 0,5 μ.

Las holguras entre los cuerpos de rodamiento y las pistas de rodadura, teniendo en cuenta el régimen de temperatura elevado, se hacen 20—30% mayores que en los cojinetes de velocidad normal.

En los cojinetes de bolas cargados por pequeñas fuerzas, el radio de las pistas de rodadura con el fin de disminuir el rozamiento, se hace igual a 1,05—1,1 del radio de la bola.

Para disminuir las fuerzas centrífugas, que en los cojinetes de alta velocidad pueden aumentar considerablemente las cargas de trabajo, asimismo para disminuir el desprendimiento de calor proporcional a la cuarta potencia de la velocidad circunferencial de los cuerpos de rodamiento, se reduce el diámetro de las bolas y el diámetro medio de los cojinetes.

Fig. 514. Disminución de la fuerza centrífuga de las bolas

La expresión (235) para la fuerza centrífuga de la bola puede representarse en la forma

$$P_{cent} = Ca^3 \frac{d_{med}^4}{\left(1+\frac{1+a}{1-a}\right)^2},$$

donde $d_{med} = \frac{d}{2}\left(\frac{D}{d}+1\right)$ es el diámetro medio del cojinete; $a = \frac{d_{bol}}{d_{med}}$ es la relación del diámetro de la bola respecto al diámetro medio; C es la constante que abarca todos los factores constantes.

Para disminuir la fuerza centrífuga en los cojinetes de altas revoluciones se emplea $a = 0,12$; $L/d = 1,6$; $d_{med} = 1,3d$ en lugar de los valores habituales para los cojinetes de la serie ligera (fig. 514, a) $a = 0,18$; $D/d = 1,8$; $d_{med} =$

$= 1{,}4d$. Sustituyendo estas magnitudes en la fórmula, obtenemos para el cojinete con $a = 0{,}12P_{cent} = 0{,}00095d^4$ y para el cojinete de la serie ligera $P_{cent} = 0{,}0038d_c$. Por consiguiente, siendo iguales los diámetros d (vista b) la fuerza centrífuga de las bolas en el cojinete con $a = 0{,}12$ es 4 veces menor que en el cojinete de la serie ligera.

La disminución ulterior de las fuerzas centrífugas puede lograrse disminuyendo d (vistas c, d). Para el diámetro del muñón igual a 0,8 y 0,6 del diámetro primordial y siendo $a = 0{,}12$, la fuerza centrífuga es menor que en el cojinete de la serie ligera respectivamente 10 y 30 veces.

En los cojinetes de rodillos se emplean rodillos huecos con la relación del diámetro interior respecto al exterior de 0,4—0,5 (la ventaja en la magnitud de las fuerzas centrífugas es de 30—40%). La ventaja de los rodillos huecos consiste en la posibilidad de su refrigeración por aceite desde el interior.

10.29.3 Jaulas portabolas

En los cojinetes de alta velocidad se emplean jaulas rígidas equilibradas minuciosamente y centradas por el collar interior (fig. 515, a, b) o exterior (vistas c, d) del cojinete.

El centrado por el collar exterior simplifica el suministro del aceite al cojinete y mejora la lubricación de la superficie centradora de la jaula. La derivación del aceite del cojinete se asegura valiéndose de canales de drenaje en la superficie centradora de la jaula.

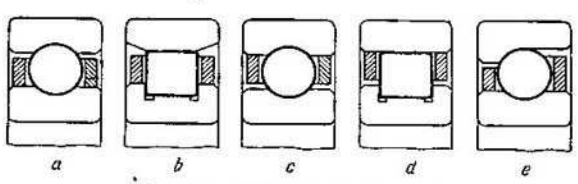


Fig. 515. Centración de las jaulas

La centración por el collar interior dificulta el suministro del aceite al cojinete y empeora la lubricación de la superficie centradora. La salida del aceite del cojinete es libre.

Las velocidades circunferenciales en las superficies centradoras, en el caso de centrado por los collares exterior e interior, son iguales. No obstante, las jaulas centradas por el collar interior se desgastan más rápidamente, debido al desplazamiento del centro de gravedad de la jaula que tiene lugar en el proceso de desgaste y que va acompañado del aumento de las fuerzas centrífugas.

En el caso de desgaste unilateral, el centro de gravedad de la jaula se desplaza del eje de rotación a la magnitud a (fig. 516, a) igual a la suma de la profundidad de la muesca del desgaste y del desplazamiento del centro de gravedad de

la jaula debido al cambio de su forma en el desgaste. La fuerza centrífuga P_{cent} que surge en el desplazamiento, intensifica el desgaste, lo que provoca el aumento ulterior de la excentricidad y la fuerza centrífuga. A consecuencia de esto, el desgaste de la jaula progresa.

En las jaulas centradas por el collar exterior (vista *b*), el desplazamiento del centro de gravedad de la jaula, como resultado del desgaste, está dirigido hacia

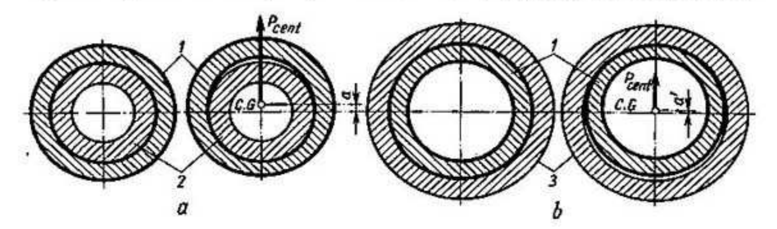


Fig. 516. Desgaste de las jaulas con centrado interior y exterior:
1, collar interior; *2*, jaula; *3*, collar exterior

el lado opuesto al desplazamiento geométrico de la jaula. El desplazamiento total a' es considerablemente menor, el desgaste transcurre más lentamente y la centración se conserva más tiempo.

En los cojinetes de bolas y de rodillos se emplea preferentemente la centración por el collar exterior. Por el collar interior se centran las jaulas hechas de materiales con alto coeficiente de dilatación lineal (aleaciones ligeras, plásticos), que pueden con el calentamiento agarrotarse en el collar exterior.

La centración por el collar interior se emplea también en los cojinetes radiales-axiales (véase la fig. 515, *e*), donde el centrado por el collar exterior es dificultoso por la forma de las pistas de rodadura.

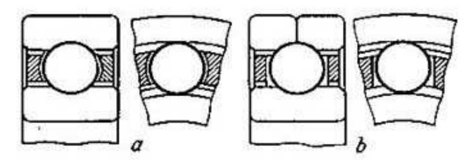


Fig. 517. Formas de alojamientos

En los cojinetes de bolas radiales, las jaulas se ejecutan con separación en el plano ecuatorial: las mitades de las jaulas se centran la una respecto a la otra y se unen con remaches. En los cojinetes de rodillos, radiales-axiales y de «tres contactos» por las condiciones del montaje pueden emplearse jaulas enterizas que poseen la ventaja de una gran rigidez y mejor centrado.

En las jaulas partidas las paredes de los alojamientos se hacen esféricas (fig, 517, *a*), lo que contribuye a la creación de una película

hidrodinámica en los sectores de contacto de las bolas con las jaulas. En las jaulas enterizas, para simplificar el mecanizado de los alojamientos y la comodidad del montaje del cojinete, los alojamientos se hacen cilíndricos (vista *b*).

La velocidad circunferencial de rotación de las bolas es máxima en el plano ecuatorial de simetría *A A* del cojinete (fig. 518, *a*) y alcanza, a elevadas velocidades circunferenciales, valores muy grandes (50—100 m/s). A medida que se acerca al eje de rotación de las bolas la velocidad cae, resultando igual a cero en los polos de las bolas. Para disminuir las pérdidas por rozamiento es mejor fijar las bolas en los alojamientos, en los sectores *m* próximos a los polos, y en los sectores *n* hacér rebajos de descarga. El mismo resultado se alcanza dando a los alojamientos una forma elíptica (vista *b*).

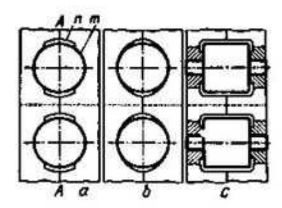


Fig. 518. Fijación de los cuerpos de rodamiento en los alojamientos de la jaula

En los cojinetes de rodillos es conveniente fijar los rodillos en las jaulas, valiéndose de muñones de pequeño diámetro (vista *c*), separando los rodillos de los ataguías con holguras.

Para el suministro y la derivación del aceite en las superficies interior y exterior de la jaula se hacen ranuras axiales, las cuales

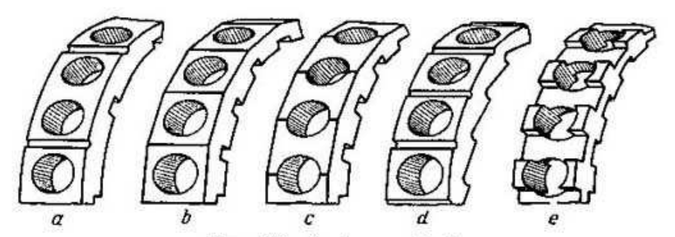


Fig. 519. Jaulas portabolas

para evitar el debilitamiento de la jaula se disponen en los ataguías entre los alojamientos, en orden escaqueado (fig. 519, *a*).

La entrada y salida más libre del aceite se asegura dando a las superficies no centradas de la jaula una forma multifacética (vistas *b*, *c*), de dientes de sierra (vista *d*) o perfilada (vista *e*), reforzada en los sectores de disposición de los alojamientos.

Las jaulas que trabajan a temperaturas de $<120°$ C se fabrican de aleaciones a base de aluminio maleables tratadas térmicamente del tipo de duroaluminio y de plásticos compuestos (laminado de tela de fibra de vidrio, balinita, teflón con fibra de vidrio). Para mejorar

las cualidades antifricción en la composición se introduce polvo de bronce y de babbitt, grafito, bisulfuro de molibdeno y otras grases sólidas.

Las jaulas de cojinetes que trabajan a temperaturas más altas se fabrican de latones de plomo (LS 59-1) o de níquel (LAN 59-3-2), de bronces siliciosos (Br. KMts 3-1), fundiciones antifricción (tipo ASCh y ChM), acero grafitado (tipo El 366), aleaciones a base de

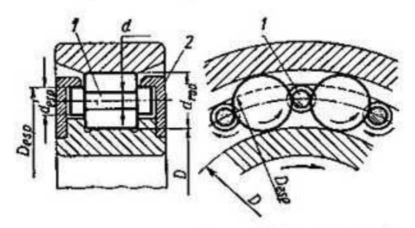


Fig. 520. Cojinete de rodillos sin jaula

cobre-níquel y de plásticos termorresistentes (poliamidas del tipo PM67 DM-3; PM 67 G-10).

Las jaulas de metal Monel (68% de Ni; 28% de Cu; 2,5% de Fe; 1:5% de Mn) y las jaulas de bronces porosos sinterizados y de aleaciones a base de cobre-níquel impregnadas con teflón y con aditivos de plomo y MoS_2, poseen las mejores cualidades sumarias por la resistencia al desgaste y a la corrosión.

Las superficies de trabajo (cinturas centradoras, paredes de los alojamientos) de las jaulas metálicas se mecanizan con una finura no inferior a ▽ 12. En las jaulas de plástico la lisura indispensable se obtiene con una elaboración minuciosa y con el cromado de las superficies de los moldes.

En los cojinetes de rodillos de alta velocidad sin jaulas, los rodillos se separan con las espigas escalonadas *1* (fig. 520) que se ponen en rotación por dos arandelas de copa *2* rígidamente vinculadas con el collar interior del cojinete. Dichas espigas se comprimen por las fuerzas centrífugas a la pista de rodadura de las arandelas de copa, y en sentido axial se fijan con el tope en los extremos de los rodillos.

La condición del rodamiento puro en las líneas de contacto de las espigas con los rodillos consiste en la igualdad de las velocidades circunferenciales de las espigas y los rodillos

$$\omega_r \frac{d_r}{2} = \omega_{esp} \frac{d_{esp}}{2}, \tag{249}$$

donde d_r y d_{esp} son respectivamente los diámetros de los rodillos y de las espigas; ω_r y ω_{esp} son las velocidades angulares de los rodillos y de las espigas, respectivamente iguales a

$$\omega_r = \omega_0 \frac{D}{d_r}; \tag{250}$$

$$\omega_{esp} = \omega_0 \frac{D_{esp}}{d_{esp}}, \tag{251}$$

donde ω_0 es la velocidad angular de rotación de los centros de los rodillos; D y D_{esp} son los diámetros de las pistas de rodadura respectivemente del collar interior y de las arandelas de copa; d_{esp} es el diámetro de la parte engrosada de las espigas. Sustituyendo en la ecuación (249) los valores de ω_r y ω_{esp} de las ecuaciones (250) y (251), obtenemos la condición de rodamiento puro

$$\frac{d'_{esp}}{d_{esp}}=\frac{d_{esp}}{D}.$$

Las pérdidas por rozamiento en los cojinetes sin jaula es aproximadamente 2 veces menor que en los cojinetes con ella.

10.29.4 Lubricación

Los aceites para la lubricación de los cojinetes de altas velocidades deben poseer poca viscosidad, característica de pendiente suave de temperatura-viscosidad y capacidad de formar en las superficies metálicas películas moleculares sólidas.

Tiene una significación particular la estabilidad térmica del lubricante. Los apoyos de altas revoluciones se lubrican, como regla general, con aceite finamente pulverizado, lo que conduce a la rápida oxidación del aceite (debido al aumento brusco de la superficie de contacto con el aire). Los productos insolubles de la oxidación provocan el espesamiento del aceite y forman sedimientos compactos en las superficies metálicas (*coquización* de los cojinetes).

Para lubricar los cojinetes que trabajan a temperaturas moderadas ($<200°$ C) se emplean aceites minerales de purificación fina con aditivos antioxidantes, anticorrosivos y antidesgastables [MoS_2, grafito coloidal, siliconas, compuestos orgánicos P (tricresilfosfato) y S (dibenceno-bisulfuro)].

A temperaturas más elevadas se emplean lubricantes sintéticos parafínicos, polifenilesenciales y fluorocarbonosos (temperatura duradera límite 300—350° C).

El aceite se suministra en forma finamente pulverizado directamente a la superficie de rodamiento en cantidades dosificadas con rigor. El exceso de lubricante, así como los fenómenos de estancamiento (acumulación de aceite en las superficies de trabajo, particularmente en los surcos de rodadura de los collares exteriores) aumentan bruscamente las pérdidas hidrodinámicas, provocan el recalentamiento y conducen a la rápida rotura de los cojinetes (los cojinetes radiales-axiales de bolas con pistas de rodadura exteriores abiertas tienen, en este aspecto, determinada ventaja ante los radiales).

Para la extracción continua del calor del cojinete se emplean sistemas de circulación del lubricante.

En la lubricación a chorro (por inyección) el aceite suministrado con aire comprimido a una presión de 5—10 kgf/cm², se envía a la superficie de trabajo del collar interior (fig. 521, *a*), de modo que como resultado de la rotación de los cuerpos de rodamiento sea lanzado a

la periferia del cojinete. El aceite usado se evacúa por las entalladuras en la superficie exterior de la jaula.

En los cojinetes cargados por una fuerza axial y en los cojienetes radiales-axiales (vista *b*), es mejor suministrar el aceite por el lado de acción de la carga axial (saetas claras). Al suministrar el aceite

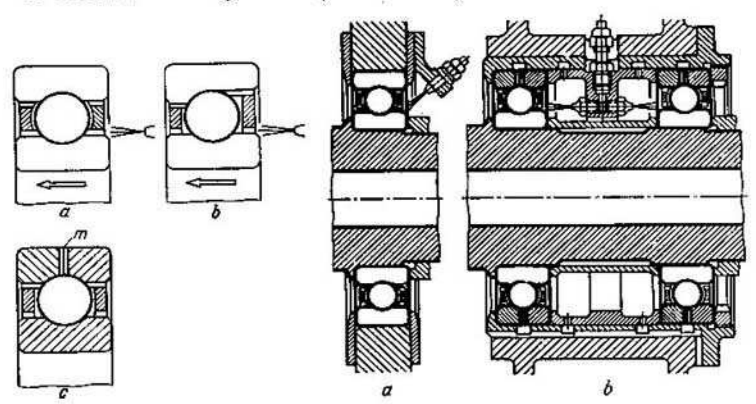


Fig. 521. Entrada y salida del aceite

Fig. 522. Lubricación por inyección

por el lado opuesto, se dificulta el envío del mismo a los puntos de contacto.

El aceite se deriva bien del surco de rodadura en los cojinetes con collar exterior partido (en el plano ecuatorial). En la junta de los semicollares se hacen las ranuras radiales *m* (vista *c*), a través de las cuales el aceite sale al exterior.

En la figura 522 se muestran ejemplos de conjuntos de cojinete con lubricación por inyección.

El sistema de engrase por circulación con niebla de aceite elimina casi por completo las pérdidas hidrodinámicas, disminuye el coeficiente de rozamiento y garantiza la extracción de calor intensiva del cojinete con gasto moderado del aceite lubricante.

El aceite se pulveriza en un dispositivo especial en un chorro de aire seco (contenido de humedad no más de 1 g/m^3). El tamaño de las partículas de aceite en la suspensión es 0,01—0,1 μ. A elevadas temperaturas, una parte del aceite se encuentra en la fase de vapor.

La suspensión se sopla valiéndose de un ventilador a través de los cojinetes. El contenido del aceite en la suspensión y la velocidad del soplado deben ser rigurosamente constantes. El suministro del aceite suele ser de 20 a 50 g/h.

Al realizar la lubricación en contorno abierto al sistema se suministra ininterrumpidamente aceite nuevo y el usado se envía al sedimentador.

En los sistemas cerrados la circulación tiene lugar por el contorno: dispositivo pulverizador → cojinetes → sedimentador → filtro → refrigerador → dispositivo pulverizador. Es necesario añadir periódicamente aceite nuevo para completar las pérdidas. A veces, en el sistema se conecta una instalación (en paralelo o shuntado) para la regeneración del aceite.

La pulverización del aceite en chorro de nitrógeno elimina totalmente la oxidación y permite elevar la temperatura de trabajo 50—80° C en comparación con la pulverización en chorro de aire. En la práctica con frecuencia se emplea la lubricación a chorro que es más sencilla que la lubricación con niebla de aceite.

10.29.5 Aumento de la longevidad cíclica de los cojinetes

La longevidad de los cojinetes de alta velocidad disminuye bruscamente con el aumento de la velocidad de rotación. Para aumentar el plazo de funcionamiento se aplica un complejo de medidas tecnológicas y metalúrgicas.

5 ó 6 veces se aumenta la longevidad por la colada en vacío y la refundición repetida del acero en vacío que garantizan una estructura de granulación fina compacta y que liberan al acero de la porosidad nitrógena, de inclusiones de óxidos y de nitruros que son los gérmenes de las grietas de fatiga.

Los aceros que tienen un intervalo estable del estado austenítico a 500—550° C, se someten a tratamiento termomecánico a baja temperatura que aumenta complementariamente de 3 a 5 veces la longevidad.

Las piezas de los cojinetes se comprueban minuciosamente a los defectos (inclusiones no metálicas, segregación de carburos, red de carburo, porosidad de la estructura) con ayuda de una serie de métodos, de los cuales el más sensible es el ultrasonoro.

Se han elaborado procedimientos para forjar y estampar los collares, que aseguran la disposición de las fibras paralelamente a las super-

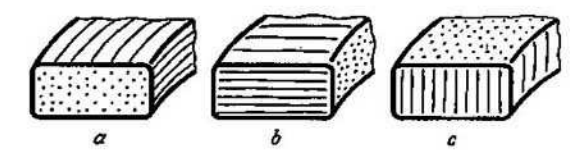


Fig. 523. Disposición de las fibras en los collares de los cojinetes

ficies de trabajo (fig. 523, *a*), lo que da un aumento considerable de la resistencia mecánica cíclica en comparación con la disposición de las fibras en las piezas brutas tubulares (vista *b*) o recalcadas (vista *c*).

Se ha establecido por experimentos que la longevidad de los cojinetes aumenta esencialmente, si la dureza de los cuerpos de roda-

miento sobrepasa algo la dureza de los collares. En los cojinetes de altas revoluciones los cuerpos de rodamiento se eligen de modo que las oscilaciones de su dureza en el juego no sobrepasen 0,5 unidades de *HRC*, y la dureza media sea mayor que la de los collares en 2—2,5 unidades de *HRC*.

Las superficies de trabajo de los cojinetes es conveniente someterlas al endurecimiento, creando en la capa superficial tensiones residuales de compresión.

Los collares se endurecen con procedimientos ordinarios, es decir, con *rodillado*, con elaboración a la *capa blanca* (torneado de las superficies tratadas térmicamente con cuchillas de aleaciones duras en régimen pesado), etc.

Las bolas se someten al *endurecimiento térmico*, basado en la deceleración artificial de la transformación martensítica en la capa superficial. La superficie de las bolas se saturan con nitrógeno que reduce bruscamente la temperatura de formación de la martensita. En el temple en aceite con velocidades ordinarias de refrigeración (100—150° C en 1 s) la martensita se forma al principio en el núcleo. La capa exterior saturada de nitrógeno conserva cierto tiempo la estructura austenítica y se deforma plásticamente bajo la acción de la dilatación volumétrica del núcleo. Con la reducción ulterior de la temperatura tiene lugar la transformación martensítica en la capa superficial acompañada del aumento de su volumen. Como resultado de la interacción con el núcleo endurecido anteriormente la capa superficial adquiere altas tensiones residuales de compresión (80—100 kgf/mm^2) que aumentan bruscamente la resistencia mecánica cíclica.

10.30 Cojinetes para altas temperaturas

Los cojinetes fabricados de aceros para cojinetes de bolas ordinarios trabajan satisfactoriamente a temperaturas de $<$200—220 °C. A temperaturas más altas la martensita se transforma en troostita de revenido, lo que va acompañado de la caída de la dureza y de la brusca disminución de la capacidad de trabajo de los cojinetes.

En la figura 524 se muestra el cambio de la capacidad portante de los cojinetes fabricados de aceros tipo para cojinetes según sea la dureza (por 100% se ha adoptado la capacidad portante a una dureza máxima posible para cada acero dado).

Como se ve, la disminución de la dureza, incluso en varias unidades de *HRC*, reduce bruscamente la capacidad portante. Al disminuir la dureza del acero *1* en 4 unidades de *HRC*, la capacidad portante constituye sólo el 50% de la primordial. Para los aceros *2* y *3* la misma reducción tiene lugar, al disminuir la dureza en 6—7 unidades de *HRC*.

El límite inferior de dureza, con el cual se conserva la suficiente capacidad portante, para la mayoría de los aceros puede considerarse *HRC* 58—60.

Los cojinetes que trabajan a temperaturas $>$250° C, se fabrican de aleaciones resistentes a altas temperaturas y refractarias que conservan la dureza en un amplio intervalo de temperaturas (fig. 525).

Las aleaciones empleadas para la fabricación de cojinetes para altas temperaturas, por su resistencia a altas temperaturas se disponen en el siguiente orden:

1) aceros al cromo, tungsteno y silicio de las clases martensítica y ledeburítica;

2) aceros ricos en tungsteno para herramientas (del tipo de los extrarrápidos);

3) estelitas;

4) aleaciones duras de cerámica metálica.

El primer grupo comprende los aceros ricos en cromo del tipo J12M y J12F1, los aceros inoxidables al cromo con aditivos de Mo

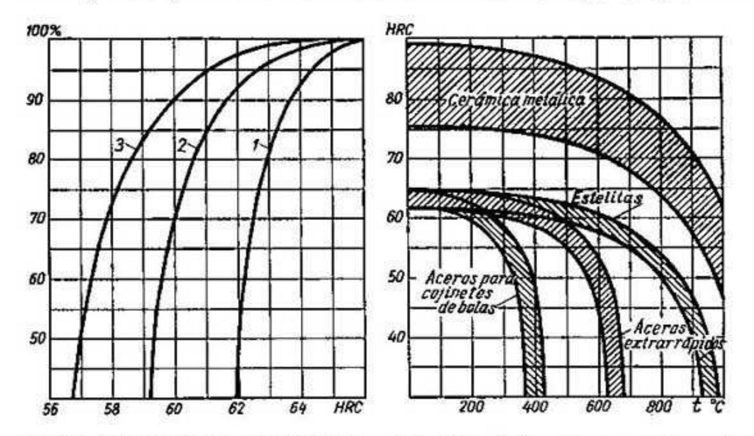


Fig. 524. Influencia que ejerce la dureza en la capacidad portante de los cojinetes

Fig. 525. Influencia que ejerce la temperatura en la dureza de los materiales para cojinetes

(la marca extranjera es 440C), aceros aleados para herramientas del tipo JVG y JV5 y silicromos (tabla 53).

La elevada pirorresistencia de los aceros ricos en cromo está condicionada por el contenido de carburos de Cr de alta temperatura de fusión. Estos conservan la dureza ($HRC > 60$) indispensable para los cojinetes hasta las temperaturas de 300—350° C.

Los silicromos son aceros de la clase martensítica (autotemple en el aire).

Se emplean vastamente en la fabricación de cojinetes para altas temperaturas los aceros al *tungsteno* del tipo *extrarrápidos* (0,6—1,5% de C; 9—18% de W; ~4% de Cr; 1—2% de V). En la técnica del extranjero el escaso W se sustituye por el Mo (un aditivo de 1% de Mo es equivalente a un aditivo de 2% de W).

Los elementos de aleación, siendo enérgicos formadores de carburos ligan casi todo el carbono en carburos de alta temperatura de fusión. Los carburos de W y Mo se distinguen por su particular resistencia al calor, y conservan su dureza hasta las temperaturas de

Tabla 53

Aceros de elevada pirorresistencia

Marca	Composición en %						
	C	Cr	Si	Mn	Mo	V	Otros elementos
J12M	1,5	10	<0,4	<0,4	0,5	0,3	—
J12F1	1,3	11	<0,4	<0,4	—	1	—
440C	1	14	1	1	4	—	—
JVG	1	1	<0,4	1	—	—	1,5%W
JV5	1,5	0,5	<0,4	<0,4	—	0,2	5%W
Silicromos							
J7MS	0,15	7	1,5	<0,7	0,5	—	—
J10S2M	0,4	10	2	<0,7	0,5	—	—
J13N7S2	0,3	13	2	<0,7	0,8	—	7%Ni

500—600° C (después de lo cual la dureza cae, debido a la coagulación de los carburos).

En la tabla 54 se expone la composición de los aceros extrarrápidos soviéticos y extranjeros.

Tabla 54

Aceros extrarrápidos

Marca	Composición en %							Temperatura de trabajo duradera en °C (~)
	C	W	Mo	Cr	V	Co	Otros elementos	
3J2V8	0,3	8	1	2,5	0,4	—	—	350
R9	0,9	9	—	4	2	—	—	380
R18	0,9	18	—	4	1—1,5	—	—	450
R9K10	0,9	9	—	4	2	10	—	500
R18K5F2	0,9	18	—	4	2	5	—	550
Halmo	0,6	—	5	4,5	0,5	—	1,2%Si	320
AISIM10	0,85	—	8	4	2	—	—	420
AISIM1	0,8	1,5	8	4	1	—	—	450
AISIM2	0,8	6	5	4	2	—	—	500
WB-49	1,0	7	4	4,5	1	6	—	550

Para prevenir la coagulación de los carburos y para elevar la resiliencia es conveniente reducir algo el contenido de C (hasta 0,6—0,8%) y de V (hasta 0,5—1%) en comparación con las marcas estandartizadas.

Los aceros extrarrápidos se templan en aceite a la temperatura de 1270—1290° C y (con el fin de disminuir la cantidad de austenita residual) se someten a un revenido triple a 550—570° C, durante 1h, así como a tratamiento a temperatura bajo cero.

Casi todos los aceros extrarrápidos obedecen al endurecimiento, mediante un tratamiento termomecánico de baja temperatura.

El peso específico de los aceros extrarrápidos según sea el contenido de W oscila en los límites de 9—12 gf/cm³.

Las *estelitas* (aleaciones de Cr, W, Mo a base de Co o Ni) poseen alta dureza (HRC 60—65) que se conserva hasta las temperaturas de 550—600° C, resisten bien la corrosión en caliente. Las estelitas no necesitan tratamiento térmico.

En la tabla 55 se expone la composición de las estelitas soviéticas y del extranjero.

Tabla 55

Estelitas

Marca	Composición en %							Otros elementos
	C	Co	Ni	Cr	W	Fe	Mo	
V2K	2—2,5	47—53	2	27—33	13—17	1	—	1,2% Si 2% Mn
V3K	1—1,5	58—62	2	28—32	4—6	—	—	2,5% Si
Haynes Stellite Star	2,5	54—55	2,5	32	17	3	—	—
Haynes Stellite 98M2	2,0	42—43	3,5	30	18,5	2,5	—	—
Haynes 25	0,1	48—49	10	20	15	3	10	1% Si 1,5% Mn
Rene 41	0,1	11	63—64	10	—	—	10	3% Ti; 1,5 Al
M252	0,15	10	59—60	20	—	—	10	3% Ti; 1% Al

Las aleaciones a base de cobalto se emplean en forma de fundición. Las estelitas al níquel se someten a la forja, la cual eleva considerablemente las cualidades mecánicas.

El peso específico de las estelitas es de 10 a 12 gf/cm³.

Las estelitas se emplean poco, debido a su alto precio.

Las *aleaciones metalocerámicas duras* constan de un 85—96% de carburos de W y Ti con ligadura de Co metálico en una cantidad de 4—15% (en el extranjero como ligadura con frecuencia se emplea el Ni).

Las aleaciones a base de tungsteno-carburo VK4, VK6, 8K8 son las más difundidas (las cifras después de la letra K indican el tanto por ciento de contenido de Co, lo demás son carburos de W).

Las aleaciones pobres en Co poseen mayor dureza, pero son más frágiles que las aleaciones ricas en Co.

Las aleaciones a base de tungsteno-titanio-carburo T30K4; T15K6; T14K8; T5K10 (las cifras después de las letras K y T indican el tanto por ciento de contenido respectivamente de Co y Ti; lo demás son carburos de W) se distinguen por su elevada dureza.

Las aleaciones que más elevada termorresistencia poseen con suficiente dureza son las aleaciones a base de tungsteno-titanio-tantalio-carburo TT7K12, TT7K15 [la cifra después de las letras TT significa el contenido total de carburos de Ti y de Ta (habitualmente, el contenido de carburos de Ta es de 3,5%].

El peso específico de las aleaciones metalocerámicas es de 11 a 14 gf/cm³.

La capacidad portante de los cojinetes de aleaciones metalocerámicas, pese a su elevada dureza (HRC 75—85) y a su resistencia al calor, es insignificante debido a la fragilidad, a las bajas cualidades antifricción y a la poca resistencia mecánica cíclica de la metalocerámica.

En fase experimental se encuentra la fabricación de cojinetes de *cermets*, es decir, aleaciones sinterizadas de materiales de cerámica (carburos, óxidos boruros y siliciuros de metales) con Ni; Co; Cr, Mo en forma de polvo (en la proporción de ∼1 : 1).

Los cermets combinan la dureza y la pirorresistencia de los materiales cerámicos con la viscosidad y la conductibilidad térmica de los metales. Por su dureza éstos ocupan una posición intermedia entre los aceros para herramientas y las aleaciones metalocerámicas.

La ventaja esencial de los cermets es el poco peso específico, que constituye de 6 a 7 gf/cm³.

Las jaulas de los cojinetes para altas temperaturas se fabrican de metal Monel, de bronce de berilio, de acero sulfonado del tipo R9 y de materiales resistentes al calor autolubricantes (grafitos carbónicos, composiciones prensadas de MoS_2 con bronces y níquel en forma de polvo, etc.).

Los cojinetes que trabajan a temperaturas <350° C se engrasan con lubricantes líquidos sintéticos termoestables. La electrodeposición del galio en las superficies de rozamiento en una capa de 25—30 μ asegura el trabajo estable de los cojinetes a una temperatura de hasta 400° C. El defecto de este procedimiento reside en que no se renueva la lubricación. A temperaturas más altas se emplean grasas sólidas.

Los compuestos de Mo; W; V; Ti; Ta de microestructura escamosa: los sulfuros (MoS_2; WS_2; TiS_2; Ti_2S_3), los seleniuros (WSe_2; $TaSe_2$; VSe_2) y los telururos ($MoTe_2$; $TiTe_2$) poseen propiedades autolubricantes. La resistencia al calor de estos lubricantes es de 400—500° C.

Los lubricantes a base de óxidos de Pb y Cd (PbO; CdO) y floruros de Ca, Ba, Be (CaF_2; BaF_2; BeF_2) poseen una resistencia al calor más elevada.

Las propiedades lubricantes, la resistencia mecánica de adhesión con las superficies metálicas y la resistencia a la temperatura aumentan considerablemente, al introducir pequeñas cantidades de Fe, Cu y, particularmente, Au, Pt, Pd.

Los lubricantes a base de MoS_2, Fe y Pt (80—90% de MoS_2; 10—15% de Fe; 2—4% de Pt) son los que más altas cualidades poseen.

Para la lubricación *por transferencia* en los alojamientos de la jaula se hacen rebajos (fig. 526, *a*) que se llenan de grasa sólida. Las bolas, girando, arrastran consigo partículas de grasa que depositan en la superficie de rodamiento en forma de capa fina.

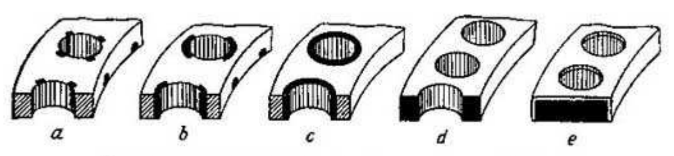


Fig. 526. Jaulas con lubricación por grasas sólidas

Para elevar el plazo de funcionamiento es conveniente aumentar el volumen de los rebajos (vista *b*). En la construcción *c* en el alojamiento se han metido a presión cilindros de grasa sólida que lubrican a la vez las bolas y la superficie centradora del collar.

En algunos casos, la jaula se hace totalmente de materiales autolubricantes en aglomerante silícico (vista *d*) o (vista *e*) con armadura metálica (esta construcción es adaptable en el centrado por el collar interior).

En la lubricación por ventilación con polvo a través de los cojinetes, se sopla la suspensión de partículas altamente dispersas de grafito; MoS_2; WS_2; PbO o CdO en chorro de aire o de nitrógeno. Para evitar que se adhiera el lubricante a las superficies metálicas es necesario mantener en límites reducidos la concentración de la suspensión y la velocidad del gas-portador.

En los cojinetes que trabajan a las temperaturas más altas las superficies de trabajo se recubren con una capa fina (de 15—20 μ) de grasa sólida aglutinada.

Los recubrimientos con hidrato coloidal microfibroso de óxido de aluminio AlO(OH) (20%) y MoS_2 (80%) se distingue por el bajo coeficiente de rozamiento ($f = 0{,}02 \div 0{,}03$, a 200—300° C) y por su buena adhesión al metal. La solución acuosa AlO(OH) con suspensión de MoS_2 (el tamaño de las partículas $\sim 0{,}02\ \mu$) se aplica sobre la superficie metálica, se seca y calienta hasta 230—280° C, como resultado de lo cual en la superficie se forma una película sólida que conserva las propiedades lubricantes hasta 400° C.

Los recubrimientos aglutinados a base de óxido de plomo PbO pueden trabajar a 600—650° C. Para disminuir la temperatura de fusión el óxido de plomo se mezcla en una proporción eutéctica con silicato fusible de Pb (tetrasiliciuro de plomo). La suspensión acuosa de la mezcla se aplica sobre la superficie metálica,

se seca y somete a calcinación a 750—800° C como resultado de lo cual en la superficie se forma una capa resistente de barniz.

La resistencia a la temperatura de los barnices a base de CaF_2 y BaF_2 alcanza 750—800° C.

La duración de servicio de los recubrimientos con barnices está limitada, debido a la poca reserva y a la no renovación del lubricante. La longevidad de los cojinetes barnizados que trabajan a 600—650° C (zona de luminiscencia), no sobrepasa algunas decenas de horas.

Una nueva dirección en la técnica de los cojinetes para altas temperaturas reside en la lubricación con polvos que constan de microesferas regulares (el diámetro es 1—3 μ, las desviaciones de las dimensiones de las esferas en el polvo son $<10\%$) fabricadas de materiales de alta dureza (*HV* 800—1000) y resistentes a altas temperaturas (aleaciones a base de tungsteno, hierro de carbonilo carburado). Las superficies portantes de los cojinetes se ejecutan de materiales de la misma dureza (aceros nitrurados; aceros aportados con cerámica metálica y estelitas). La holgura diametral en los cojinetes es $\psi = 0{,}0002 \div 0{,}0005$.

En estos cojinetes tiene lugar parcialmente la rodadura de las superficies portantes por las microesferas y en parte, el deslizamiento por una capa de polvo movible y fluyente (capa seudo-líquida). El coeficiente de rozamiento es $f = 0{,}01 \div 0{,}05$ (mayor que en los cojinetes de puro rodamiento, pero considerablemente menor que en los cojinetes con lubricantes de películas secas). El coeficiente de rozamiento en reposo es igual al de rozamiento en movimiento, debido a lo cual el par de arranque es insignificante.

La resistencia a la temperatura de los cojinetes con lubricante con polvos microesféricos depende del material de las esferas y de las superficies portantes. Si se fabrican de aleaciones a base de tungsteno, la resistencia a la temperatura es de 450—500° C.

11 Anillos de retén

Para fijar axialmente las piezas en los árboles y en los agujeros se emplean vastamente los *anillos de retén* que representan anillos de muelle hendidos, introducidos con apretura radial en la ranura del árbol (o del agujero) y que se mantienen en éstas por la fuerza de elasticidad.

Los anillos de retén son cómodos para el montaje y ocupan poco sitio. Su empleo permite hacer los árboles (agujeros) sin escalones, pestañas o rosca para tuercas. Estos anillos pueden soportar cargas axiales bastante considerables.

El defecto de la sujeción con anillos de retén reside en que se debilitan las piezas con las entalladuras anulares. Este defecto es particularmente perceptible en los árboles.

En los anillos colocados en los árboles, la apretura de encaje se debilita bajo la acción de las fuerzas centrífugas. A velocidades muy altas de rotación hay que asegurar los anillos para que no salgan de las ranuras.

Los anillos de retén de designación simple se fabricán de aceros para muelle al manganeso del tipo 65G o aceros al cromo-manganeso del tipo 50JG y se someten al ordinario tratamiento térmico para los aceros para muelles: al temple y revenido medio hasta la dureza *HRC* 45—50.

Los anillos que necesitan elevada resistencia a la corrosión se hacen de aceros inoxidables del tipo 3J13 y de bronce de berilio Br. B2. Para fabricar anillos que trabajan a elevadas temperaturas se emplean aceros al cromo-silicio-vanadio y al silicio-tungsteno.

Por el tipo de montaje se distinguen los retenes de ensamble *axial* y *radial*.

Por el procedimiento de fabricación los retenes se dividen en *torneados*, *de alambre* y *estampados*.

11.1 Anillos torneados

Los anillos torneados se fabrican de piezas brutas de hojas o de tubos. Después del tratamiento térmico los extremos y las superficies cilíndricas de encaje de los anillos se rectifican.

Por este procedimiento se fabrican preferentemente los anillos de gran diámetro (por término medio > 50 mm). Los anillos se suelen hacer de sección rectangular (fig. 527), constante por la circunferencia (fig. 528, *a*). Empleando piezas brutas tubulares con

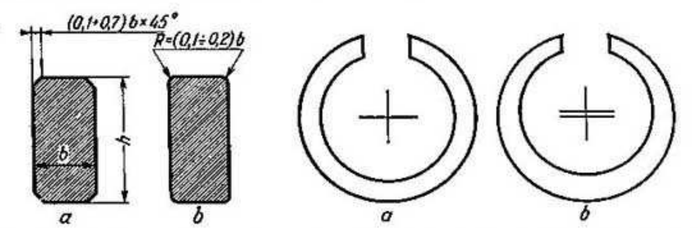


Fig. 527. Secciones de los anillos de retén

Fig. 528. Anillos de altura constante *a* y variable *b*

mandrinado excéntrico puede atribuirse a los anillos una forma más conveniente de igual resistencia a la flexión (vista *b*).

Correlaciones constructivas. En la figura 529, *a*, *b* se representan los parámetros fundamentales de los anillos *interiores* (es decir, de los que se encajan en los cuerpos).

Al introducirlo en la ranura, el anillo se comprime de modo que pase por el agujero del cuerpo con diámetro D. En este caso, en el

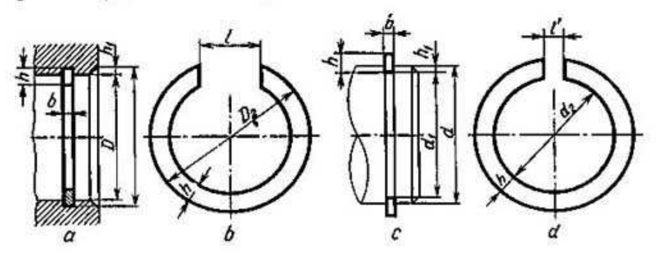


Fig. 529. Parámetros de los anillos de retén de perfil rectangular

anillo surgen tensiones que alcanzan el máximo en el sector opuesto al corte. La magnitud de las tensiones se determina por la relación de la altura h del anillo a su diámetro medio ($\sim D$) y por el grado de compresión del anillo en el montaje, es decir, por la relación del diámetro exterior D_2 del anillo en estado libre al diámetro D del agujero. Las tensiones no dependen del espesor b del anillo.

La altura h límite admisible de la condición de la resistencia a la flexión de los anillos de aceros, para los valores ordinarios de D_2/D es igual a $0{,}15\ D$. Prácticamente se toma

$$h = (0{,}08 \div 0{,}15)\ D, \tag{252}$$

donde el límite numérico inferior se refiere a los anillos de gran diámetro ($D > 50$ mm), el superior se refiere a los de pequeño diámetro ($D < 50$ mm).

Resultados satisfactorios en la gama de $D = 10 \div 200$ mm da la fórmula

$$h = 0{,}4D^{2/3}$$

El espesor b del anillo puede variar en amplios límites. Habitualmente, se toma $b = 0{,}4\ h$. Sustituyendo en esta dependencia el valor de h de la expresión (252), obtenemos

$$b = (0{,}03 \div 0{,}06)\ D,$$

donde el límite inferior se refiere a los anillos de gran diámetro, el superior, a los anillos de pequeño diámetro.

La profundidad h_1 de la ranura en el cuerpo se hace por término medio igual a $(0{,}25 \div 0{,}3)\ h$. El diámetro exterior de la ranura

$$D_1 = D + 2\ (0{,}25 \div 0{,}3)\ h.$$

Sustituyendo en esta ecuación h de la fórmula (252), obtenemos

$$D_1 = (1{,}05 \div 1{,}09)\ D, \tag{253}$$

donde el límite inferior se refiere a los anillos de gran diámetro, el superior, a los de pequeño diámetro.

Para obtener apretura radial el diámetro exterior D_2 del anillo (fig. 529, b) se hace algo mayor que el de la ranura D_1:

$$D_2 = (1{,}03 \div 1{,}05)\ D_1,$$

donde el límite inferior se refiere a los anillos de pequeño diámetro, y el superior, a los de gran diámetro. Si en esta expresión se sustituye el valor de D_1 de la ecuación (253), obtenemos

$$D_2 \approx 1{,}1\ D. \tag{254}$$

La anchura l de la entalladura en estado libre se elige de tal modo que al cerrar los extremos el diámetro exterior D_2 del anillo disminuya, por lo menos, hasta el diámetro D del agujero, es decir,

$$l \geqslant \pi\ (D_2 - D) = 0{,}1\ \pi\ D \approx 0{,}3\ D.$$

Puesto que en estado apretado el anillo no tiene forma cilíndrica correcta, se adopta con reserva

$$l = (0{,}35 \div 0{,}4)\ D.$$

No se aconseja hacer la holgura mayor le $0{,}4D$. El montador inexperto puede comprimir el retén, en el montaje, hasta que se toquen totalmente los extremos y romperlo.

Después de colocar el retén en la ranura la holgura disminuye insignificantemente (aproximadamente en la relación D_2/D_1, es decir, 1,03—1,05 veces).

Los anillos *exteriores* (es decir, los que se colocan en el árbol) en el montaje se abren de modo que el anillo pueda pasar por el diámetro d del árbol (fig. 529, *c*, *d*). Tomando $h = (0{,}08 \div 0{,}15)\, d$ y la profundidad de la ranura $h_1 = (0{,}25 \div 0{,}3)\, h$, obtenemos el diámetro interior de la ranura

$$d_1 = d - 2\,(0{,}25 \div 0{,}3)\, h = (0{,}91 \div 0{,}95)\, d, \qquad (255)$$

donde el límite inferior se refiere a los anillos de pequeño diámetro, y el superior, a los de gran diámetro.

El diámetro interior d_2 del anillo en estado libre (fig. 529, *d*), para obtener apretura radial se hace igual a

$$d_2 = (0{,}95 \div 0{,}97)\, d_1,$$

donde el límite inferior se refiere a los anillos de gran diámetro, y el superior, a los de pequeño diámetro.

Sustituyendo en esta expresión el valor de d_1 de la correlación (255), obtenemos

$$d_2 \approx 0{,}9d. \qquad (256)$$

La anchura l' de la entalladura, en este caso, se determina sólo por la conveniencia del desmontaje del anillo. Para los anillos de pequeño diámetro se toma $l' = 5 \div 10$ mm, para los de gran diámetro $l' = 10 \div 20$ mm. Después de colocar el retén en la ranura la holgura aumenta un poco (un 3—5%).

En la figura 530 se muestra la forma de las ranuras para los anillos interiores y exteriores. El radio R_1 en la base de la ranura se hace el máximo posible, pero menor que el cateto c del chaflán o del radio

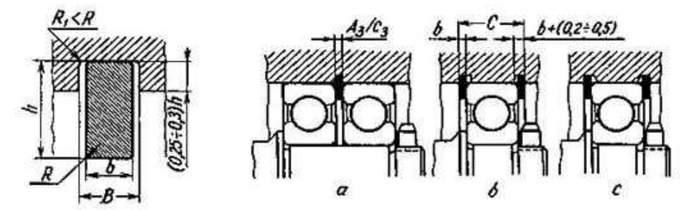


Fig. 530. Ranuras para los anillos de retén

Fig. 531. Holguras en las ranuras

R en los bordes del anillo (véase la fig. 527, *a*, *b*), de modo que el anillo en las posiciones axiales extremas toque compactamente las paredes de la ranura y su superficie cilíndrica se encuentre en el fondo de la ranura.

La anchura de la ranura B se elige según sean las condiciones de trabajo del anillo. En caso que se necesite la fijación axial exacta en dos direcciones (fig. 531, *a*) el anillo se encaja en la ranura con ajuste corredizo (habitualmente Ag_3/C_3). Para los anillos cargados

por fuerzas unilaterales (vista *b*), la anchura de la ranura no tiene importancia. La exactitud de la fijación de la pieza aquí se determina no por la holgura en la ranura, sino por la distancia *C* entre los extremos de las ranuras que soportan las cargas axiales. En este caso, la anchura de la ranura se hace 0,2—0,5 mm mayor que el espesor del anillo. Para simplificar la fabricación y para la conveniencia del control los bordes no de trabajo de las ranuras, a veces, se hacen biselados (vista *c*).

Capacidad portante. La capacidad portante de los anillos de retén (resistencia a las cargas axiales) se determina por el esquema elemental, suponiendo que el anillo trabaja a la cizalladura (fig. 532, *a*).

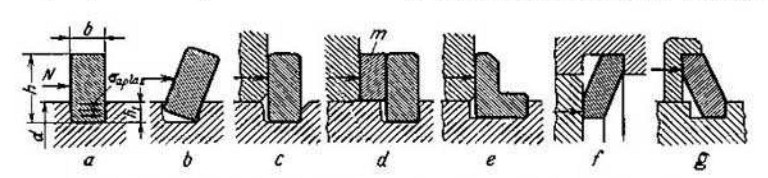


Fig. 532. Para el cálculo de la resistencia mecánica de los retenes

La fuerza axial máxima que mantiene el anillo es:

$$N = \pi\, db\tau, \tag{257}$$

donde d es el diámetro del árbol (o para los anillos interiores, el diámetro del agujero en el cuerpo) en mm; b es la anchura del anillo en mm; τ es el límite de fluencia del material del anillo a la cizalladura en kgf/mm² (para los aceros ordinarios para muelles $\tau = 80 \div \div 100$ kgf/mm²).

Para el valor medio de $b = 0{,}03\, d$

$$N \approx 0{,}1D^2\tau. \tag{258}$$

La fuerza axial límite de la condición de resistencia mecánica de las paredes de la ranura al aplastamiento es

$$N \approx \pi d h_1 \sigma_{aplas}$$

donde h_1 es la profundidad de la ranura en mm; σ_{aplas} es la resistencia al aplastamiento en kgf/mm² (para los aceros mejorados para construcciones $\sigma_{aplas} \approx 100$ kgf/mm²).

Para los valores medios de $h_1 = 0{,}3h$ y $h = 0{,}1d$

$$h_1 = 0{,}03d$$

y

$$N \approx 0{,}1D^2\sigma_{aplas}. \tag{260}$$

De la comparación de las fórmulas (260) y (259) se ve que para $\tau \approx \sigma_{aplas}$ (anillos de acero en árboles de acero) el cálculo a la cizalladura y al aplastamiento da aproximadamente valores iguales de N.

Si la ranura se ha ejecutado en material blando, las tensiones al aplastamiento en las paredes de la ranura resultan ser el factor determinante.

Debido a la condicionalidad del cálculo a la cizalladura las fórmulas (257) y (258) dan valores exagerados de N, incluso al introducir grandes coeficientes de seguridad.

La experiencia demuestra que una significación decisiva para la resistencia mecánica tiene la oblicuidad del anillo (al principio en los límites de la holgura axial en la ranura) que provoca la concentración de la carga en el borde de la ranura (fig. 532, *b*). Puesto que la resistencia al aplastamiento del anillo templado es mayor que el material de la ranura, el borde de la ranura se aplasta y el anillo sale de ella. Si incluso el anillo se queda en la ranura, la unión queda inservible, debido a que se altera la exactitud de la fijación.

El deterioro se desarrolla aceleradamente, si la carga axial es dinámica.

Para elevar la resistencia mecánica de las uniones de retén es ventajoso aumentar la dureza de las paredes de la ranura (por ejemplo, cementando o nitrurando el árbol), disminuir la holgura axial en la ranura, aumentar el espesor del anillo y la profundidad de la ranura. Sin embargo, si se hace más profunda la ranura, el árbol se debilita y suben los esfuerzos de flexión en el anillo, en el montaje.

Los chaflanes en los bordes de la ranura y de la pieza que transmite el esfuerzo axial (fig. 532, *c*) disminuyen la resistencia mecánica de la unión. Se aconseja hacer los bordes agudos. Si el borde de la pieza se ha ejecutado con chaflán o redondeado (collares de cojinetes de contacto rodante), entre la pieza y el anillo de retén es conveniente colocar una arandela intermedia *m* (vista *d*) con bordes agudos.

Pueden soportar elevada carga los anillos de perfil en Г (vista *e*) en los cuales el momento flector de la fuerza axial, se soporta por el tope de la parte cilíndrica del anillo en el fondo de la ranura.

La resistencia mecánica de las uniones de retén con anillos interiores puede mejorarse, haciendo el anillo cónico (vista *f*). Bajo la acción de la fuerza axial el anillo se abre en direcciones radiales y se comprime compactamente al fondo y pared de la ranura.

Para los anillos exteriores este procedimiento es aplicable sólo en el caso en que el anillo se encuentra metido en una pieza de taza (vista *g*).

Como se ha establecido por los experimentos, los anillos de retén de sección rectangular trabajan fiablemente en árboles de acero sin síntomas de salirse (incluso en el caso de grandes holguras en la ranura), si la tensión convencional de cizalladura según el esquema de la figura 532, *a* no sobrepasa 2 kgf/mm².

Sustituyendo esta magnitud en la fórmula (257), obtenemos una carga admisible en kgf:

$$N = 2\pi\, db.$$

Para el valor ordinario de $b = 0{,}03d$

$$N = 0{,}2d^2.$$

Si la carga es dinámica, la magnitud N hay que disminuirla aproximadamente 2 veces. Al colocar retenes en cuerpos de aleaciones ligeras, teniendo en cuenta la disminuida resistencia mecánica de estas aleaciones al aplastamiento, hay que reducir la magnitud N 3—4 veces.

Montaje y desmontaje. Los anillos de retén interiores, en el montaje, se comprimen, contrayendo los extremos y se introducen en el

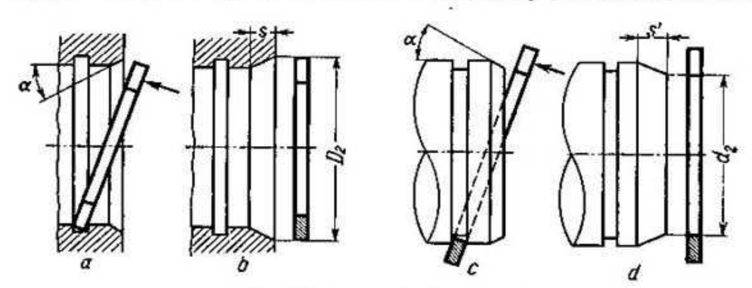


Fig. 533. Montaje de retenes

agujero, encorvándolos respecto al eje. Si la ranura está situada cerca del extremo del agujero, el anillo se apoya en la ranura en el punto opuesto al corte (fig. 533, *a*), y, girando el anillo en torno a este punto, como alrededor del eje, se introduce en la ranura.

Análogamente, se montan los anillos exteriores (vista *c*).

Para simplificar el montaje, los bordes de los agujeros y los árboles se dotan de chaflanes en pendiente suave, habitualmente con un ángulo $\alpha = 30°$ (vistas *a*, *c*). Lo mejor es, si el diámetro de entrada del chaflán en los agujeros se hace igual al diámetro exterior D_2 del anillo (vista *b*), y en los árboles, al diámetro interior d_2 del anillo en estado libre (vista *d*).

La longitud del chaflán se hace igual para los anillos interiores a $s = \frac{D_2 - D}{2 \operatorname{tg} \alpha}$, y para los exteriores, a $s' = \frac{d - d_2}{2 \operatorname{tg} \alpha}$. Utilizando las correlaciones (254), (256) y tomando $\alpha = 30°$, obtenemos respectivamente $s = 0{,}1\,D$ y $s' = 0{,}1d$. Por condiciones de las dimensiones exteriores estos grandes chaflanes, a veces, son difíciles de ejecutar.

Se emplean aditamentos de montaje de los tipos representados en la figura 534. Los anillos interiores *2* (vista *a*) se colocan en el mandril *1* con agujero cónico de pendiente suave centrado por la pieza, y con movimiento del vástago *3* se introducen en la ranura. Los anillos exteriores *5* (vista *b*) se colocan en el mandril cónico *4* centrado por el mandrinado (o por el alojamiento de centrado) del árbol y, con movimiento del manguito *6*, se introduce el anillo en el árbol.

Estos aditamentos resultan bastante voluminosos, debido a la necesidad de mantener la correlación $l_1 \geqslant l$, donde l es la distancia desde la ranura hasta el anillo en posición inicial; l_1 es la longitud de la parte entrante del vástago o del manguito.

Para simplificar el desmontaje de los anillos interiores en las piezas se practican agujeros radiales *m* (fig. 535, *a*), fresados *n* (vis-

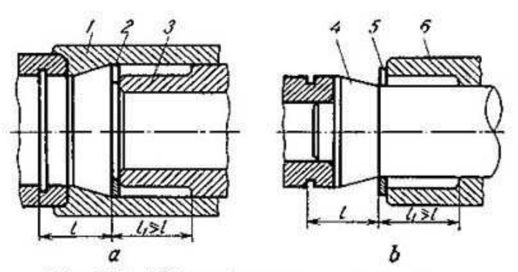


Fig. 534. Aditamentos para montar retenes

ta *b*) o ranuras extremas *q* (vista *c*), a través de las cuales se comprime el anillo antes de extraerlo. Para desmontar los anillos exteriores, en el árbol se fresan ranuras (vista *d*), por las cuales se abre el anillo, valiéndose de un destornillador.

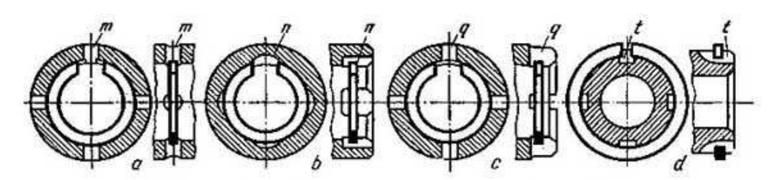


Fig. 535. Agujeros y ranuras para desmontaje

El número de elementos extractores (agujeros, ranuras) debe ser no menor de tres.

Los procedimientos descritos complican la construcción y no siempre son aplicables por la configuración de las piezas.

Para no tener que emplear aditamentos especiales y simplificar el montaje en las condiciones de explotación y en la reparación es conveniente ejecutar elementos extractores con anillos de retén.

En los anillos interiores se hacen cortes rectos (fig. 536, *a*) u oblicuos (fig. *b*). Introduciendo en el intermedio entre los cortes y las paredes del agujero la herramienta manual (destornillador), se doblan los extremos de los retenes hacia adentro y girando la herramienta en sentido axial se extrae el retén de la ranura.

Es más conveniente la construcción con escotes (vista *c*) o con agujeros (vista *d*) para los alicates, que simplifican no sólo el desmontaje, sino también el montaje. Valiéndose de alicates los extremos de los retenes se unen, después de lo cual los retenes salen con facilidad de la ranura (en el desmontaje) o entran en ella (en el montaje).

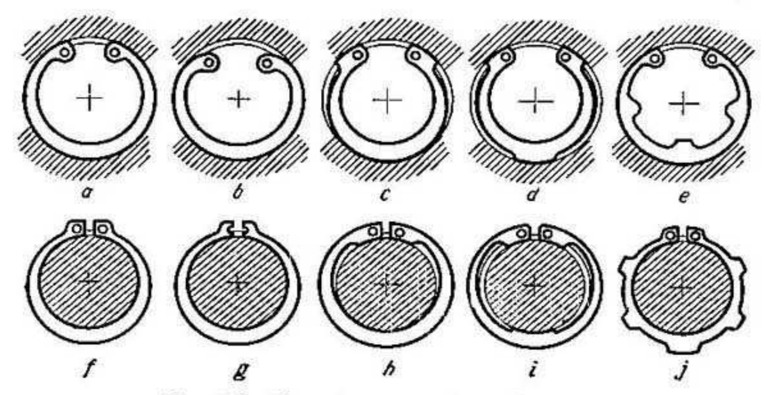


Fig. 536. Elementos para extraer los retenes

La construcción con escote ensanchado (vista *e*) se aplica para los anillos de gran espesor y poco diámetro, cuya introducción en el agujero es dificultosa.

En los anillos exteriores se hacen chaflanes para la herramienta de separación bajo un ángulo de 60° para los anillos de diámetro $<$40 mm (vista *f*) y 90° para los anillos de diámetro $>$40 mm (vista *g*). Es más conveniente la construcción con rebajos semicirculares (vista *h*) o con agujeros (vista *j*) para los alicates de separación que simplifican el desmontaje y el montaje.

11.2 Anillos de alambre

Los anillos de retén de pequeño diámetro con frecuencia se hacen de alambre de sección redonda (fig. 537, *a*), cuadrada (vista *b*) o rectangular (vista *c*). El perfil próximo al rectangular se obtiene rectificando por ambos lados los anillos de alambre redondo de diámetro aumentado (vista *d*).

Los anillos de sección redonda son más flexibles que los de sección rectangular y se montan más fácilmente. Las ranuras semirredondas para los anillos debilitan menos la pieza, debido a que la concentración de tensiones es menor. Los anillos colocados en ranuras

cónicas de las piezas acopladas, pueden soportar considerables cargas axiales.

A los anillos de alambre puede darles una forma elíptica (en el plano) que garantiza una apretura más uniforme por la circunferencia con el eje mayor de la elipse a lo largo del corte (fig. 538, *a*)

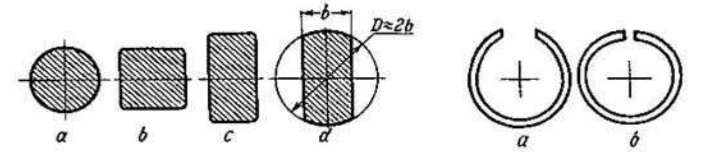


Fig. 537. Secciones de los retenes de alambre

Fig. 538. Retenes de forma elíptica

para los anillos interiores, y a través del corte (vista *b*) para los exteriores.

La fabricación de anillos de alambre no es compleja. Los anillos de poco diámetro se fabrican cortando la espiral torcida por la generatriz con el subsiguiente enderezamiento de las espiras en el plano, con temple y revenido. El diámetro de la pieza bruta en espiral se establece experimentalmente, teniendo en cuenta las deformaciones de las espiras al cortarlas y en el tratamiento térmico. Las diminutas desviaciones se eliminan con la corrección en estado templado.

La desventaja de los anillos de alambre de perfil redondo reside en que es menos determinada la fijación de las piezas en sentido axial.

Las dimensiones de los anillos de alambre de sección rectangular se eligen del mismo modo que las de los torneados.

Para los anillos de sección redonda se toman las siguientes correlaciones.

El diámetro del alambre

$$d_0 = (0{,}03 \div 0{,}05)\, D, \qquad (261)$$

donde D es el diámetro medio del anillo.

El límite inferior se refiere a los anillos de gran diámetro (>30 mm), el superior, a los de pequeño diámetro (<30 mm).

La profundidad de la ranura se hace igual a 0,55 d_0 con tal cálculo que el anillo se hunda en la ranura algo más de la mitad.

Para los anillos interiores (fig. 539, *a*, *b*) el diámetro exterior de la ranura es

$$D_1 = D + 2 \cdot 0{,}55 d_0 \approx (1{,}035 \div 1{,}06)\, D. \qquad (262)$$

El diámetro exterior D_2 del anillo en estado libre, para obtener apretura radial, se hace igual a

$$D_2 = (1{,}05 \div 1{,}08)\, D_1,$$

donde el límite inferior se refiere a los anillos de pequeño diámetro, y el superior, a los de gran diámetro.

Sustituyendo en esta expresión el valor de D_1 de la fórmula (262), obtenemos

$$D_2 \approx 1{,}1D. \qquad (263)$$

La anchura de la entalla, de la condición de introducir el anillo en el agujero, es

$$l \geqslant \pi (D_2 - D) \geqslant 0{,}12\pi D \geqslant 0{,}38D.$$

Prácticamente se toma

$$l = (0{,}42 \div 0{,}45)\, D.$$

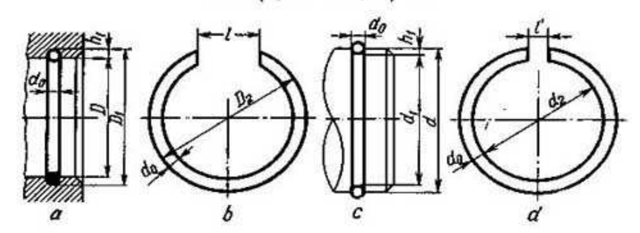


Fig. 539. Parámetros de los retenes de sección redonda

Para los anillos exteriores (fig. 539, *c*, *d*), siendo $d_0 = (0{,}03 \div 0{,}05)\, D$ y $h_1 = 0{,}55\ d_0$ el diámetro interior de la ranura es

$$d_1 = d - 1{,}1\ d_0 \approx (0{,}95 \div 0{,}97)\, d, \qquad (264)$$

donde el límite inferior se refiere a los anillos de pequeño diámetro, y el superior, a los de gran diámetro.

El diámetro interior del anillo en estado libre se hace igual a

$$d_2 = (0{,}93 \div 0{,}96)\, d_1,$$

donde el límite inferior se refiere a los anillos de gran diámetro, y el superior, a los de pequeño diámetro. Sustituyendo en esta ecuación el valor de d_1 de la expresión (264), obtenemos

$$d_2 = (0{,}93 \div 0{,}96)\ (0{,}95 \div 0{,}97)\, d \approx 0{,}9d. \qquad (265)$$

La anchura de la entalla para los anillos de pequeño diámetro se toma $l' = 5 \div 10$ mm, para los de gran diámetro 10—20 mm.

Sobre la base de las fórmulas (254), (256), (263) y (265), para los anillos de sección redonda y rectangular puede formularse una regla única: el diámetro exterior D_2 de los anillos interiores en estado libre debe ser aproximadamente un 10% mayor, y el diámetro interior d_2 de los anillos exteriores un 10% menor que el diámetro de las superficies de encaje (respectivamente D y d).

Las ranuras para los anillos se hacen semirredondas (fig. 540, *a*), rectangulares (vista *b*) de anchura $(1{,}05 \div 1{,}1)\ d_0$, trapezoidales (vistas *c—e*) con ángulo en el vértice de 50—60°. El radio en la base de las ranuras rectangulares se hace lo mayor posible, pero no más de $0{,}4\ d_0$.

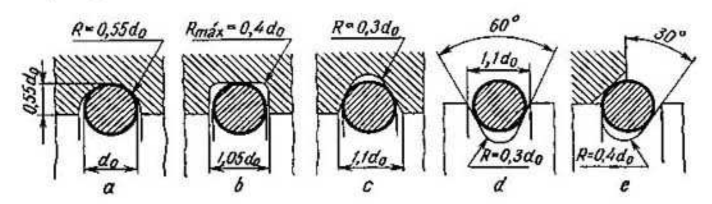


Fig. 540 Ranuras para los retenes de sección redonda

Las ranuras semirredondas debilitan menos la pieza, las rectangulares y, particularmente, las trapezoidales fijan más sólidamente el anillo.

Si las condiciones de montaje lo permiten es conveniente ejecutar los bordes de las piezas insertadas con chaflanes (vista *e*).

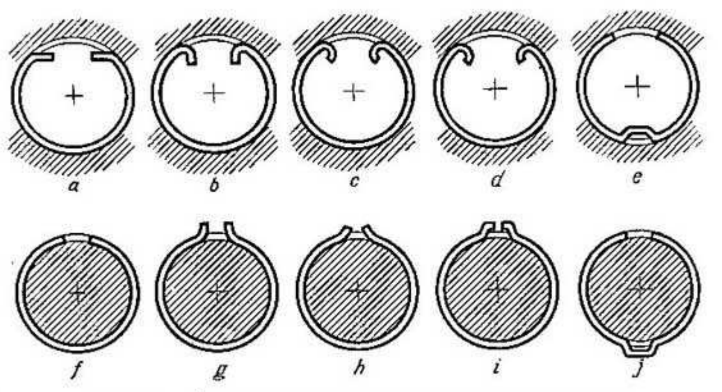


Fig. 541. Elementos extractores de los retenes de alambre

Para simplificar el montaje y desmontaje los extremos de los retenes interiores se doblan para el destornillador (fig. 541, *a*), los alicates extractores (vistas *b—d*) o se dotan de rizos (vista *e*). Los retenes exteriores se hacen lisos (vista *f*) o con aletas (vistas *g—i*) y rizos (vista *j*) para la herramienta de extracción.

Los *anillos de espiras múltiples* (fig. 542) constan de varias vueltas espirales (habitualmente dos) de alambre de sección rectangular. Su ventaja reside en la elevada flexibilidad radial, que permite hacer las ranuras más profundas.

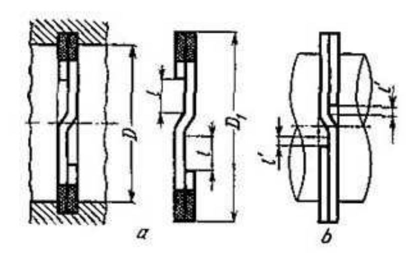


Fig. 542. Anillos de retén de dos espiras

En los anillos interiores (vista *a*) la distancia l de los extremos libres de las espiras al sector de quebradura debe ser de la condición del montaje

$$l > \pi (D_2 - D),$$

donde D_2 es el diámetro del anillo en estado libre; D es el diámetro del agujero.

En los anillos exteriores (vista *b*) la magnitud l' se hace igual a 6—10 mm.

El montaje de los anillos espirales es simplificado por su elevada elasticidad. No obstante, el desmontaje (particularmente el de los anillos interiores) es dificultoso por la disposición de las espiras finales por distintos lados del anillo.

11.3 Anillos estampados

Los anillos estampados se fabrican por cortadura en frío de material en chapa con el subsiguiente temple y revenido. Los extremos y las superficies de encaje de los anillos después del tratamiento térmico se rectifican.

El estampado permite dar a los anillos una forma de hoz más conveniente de igual resistencia a la flexión. Los anillos falciformes poseen elevada elasticidad en comparación con los anillos de sección constante. Estos son más fáciles de montar, las ranuras pueden hacerse más profundas; además, esta forma contribuye al apriete uniforme por la circunferencia.

En la figura 543, *a* se muestra el tipo más utilizado de anillos estampados interiores. Los anillos de forma de «calabaza» (vista *b*) se emplean, cuando la introducción de los anillos en el agujero es dificultosa (agujeros de pequeño diámetro, anillos rígidos de gran espesor).

En los anillos de *perfil invertido* (vista *c*, *d*) la superficie interior se ha hecho cilíndrica, coaxial (en estado de trabajo) con la circunferencia de la ranura. La superficie exterior perfilada da al anillo una forma de igual resistencia a la flexión. Conservando la elevada elasticidad inherente de los anillos falciformes, los anillos invertidos

aseguran una fijación axial más firme; la carga es soportada por tres sectores situados aproximadamente bajo un ángulo de 120°, mientras que en las construcciones *a*, *b* el centro de aplicación de la carga está desplazado del eje del agujero.

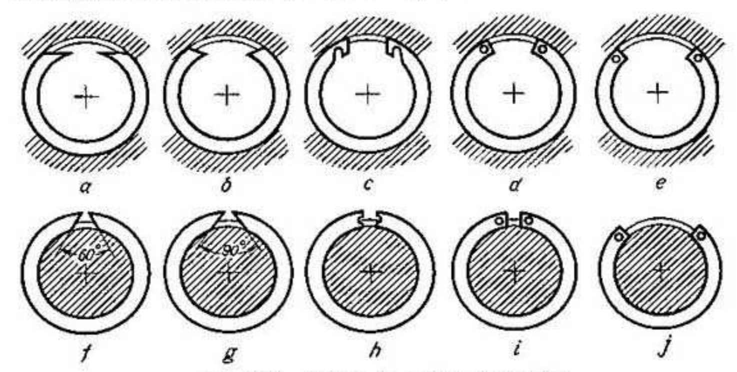


Fig. 543. Anillos de retén estampados

Los anillos de gran espesor se hacen con unas entalladuras (vista *e*) que garantizan elevada elasticidad.

Los anillos exteriores estampados (vista *d*, *g*) se distinguen por la forma de los elementos de extracción. En las vistas *h*, *i* se muestran anillos invertidos exteriores, en la vista *j*, un anillo de elevada elasticidad.

11.4 Fijación axial en las uniones por retén

En las uniones con retenes anulares de construcción ordinaria siempre hay una pequeña holgura axial inevitable por las condiciones de colocación de los anillos.

Si es necesario la colocación sin holgura, los retenes se emplean en combinación con tuercas (fig. 544, *a*). Las tuercas se aprietan con un momento torsional normalizado, puesto que el tensado a mano deforma con facilidad e incluso rompe el retén. Es conveniente reforzar los retenes con cubetas (vista *b*).

Para compensar la holgura en las uniones de retén cargadas con pequeñas fuerzas se emplean anillos flexibles encorvados por el radio R (fig. 545).

La anchura de las ranuras se hace igual a $B = b + \lambda'$, donde b es el espesor del anillo; λ' es la flecha de la flexión elástica del anillo que, según sean las condiciones de trabajo, se toma en los límites

de $(0{,}02 \div 0{,}05)\, D$. El límite inferior se refiere a los anillos de gran diámetro ($D > 50$ mm), el superior, a los de pequeño diámetro ($D < 50$ mm).

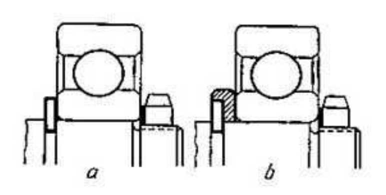


Fig. 544. Tensado de los retenes

Fig. 545. Retenes flexibles

El anillo se coloca en la ranura con apretura axial $\lambda'' = a\lambda'$, donde a es el coeficiente de proporcionalidad (por término medio $a = 1$). La flecha total de flexión del anillo en estado libre es

$$\lambda = \lambda' (1 + a).$$

El radio indispensable de encorvadura se determina por la fórmula

$$R = \frac{D^2}{8\lambda} + \frac{\lambda}{2} \approx \frac{D^2}{8\lambda},$$

donde D es el diámetro del anillo.

Los anillos encorvados se emplean a veces para crear la apretura previa en los conjuntos de instalación de cojinetes de contacto rodante.

La fijación sin holgura rígida se realiza, valiéndose de *retenes cónicos*, interiores (fig. 546, *a*) y exteriores (vista *b*). Al encajarlos en la ranura, los anillos interiores, aflojándose y los exteriores, apretándose, bajo la acción de la elasticidad propia compensan la holgura axial en la unión. El ángulo α de inclinación de la generatriz del anillo, para evitar que salte el anillo de la ranura se hace menor que el ángulo de rozamiento ($\alpha = 12 \div 15°$).

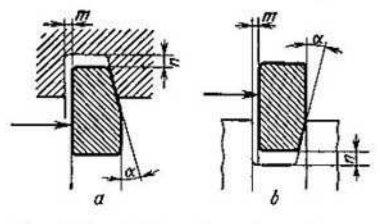


Fig. 546. Anillos de retén cónicos

El desplazamiento axial del anillo al hundirlo en la ranura a la profundidad l es igual a $s = l \operatorname{tg} \alpha$. Para compensar la holgura, por ejemplo, 0,3 mm, siendo $\alpha = 15°$ el anillo debe hundirse en la ranura a la profundidad $l = 0{,}3/\operatorname{tg} 15° \approx 1$ mm.

En la ranura es necesario prever una holgura axial m que sobre pase algo la magnitud prefijada s y la holgura radial $n = m/\operatorname{tg} \alpha$.

11.5 Reforzamiento de las uniones por retén

La carga de los anillos de retén puede aumentarse considerablemente, si se previene que éstos no salgan de las ranuras bajo la acción de la carga axial, así como de las fuerzas centrífugas, encerrando los anillos en arandelas intermedias en forma de cubeta (fig. 547, *a*, *b*). Estos procedimientos son aplicables para los anillos

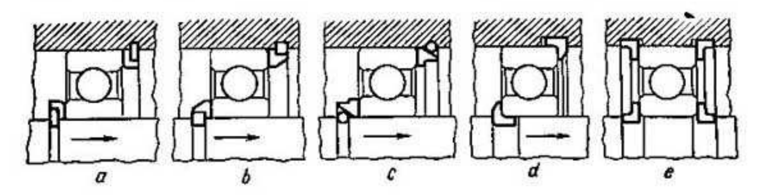


Fig. 547. Refuerzo de las uniones de retén

exteriores con superficie exterior cilíndrica y para los anillos interiores con superficie interior cilíndrica, es decir, para los anillos torneados y de alambre, así como los estampados de perfil invertido (véase la fig. 543, *d*, *i*).

Resulta una unión muy fuerte al meter anillos de alambre de sección redonda en cubetas cónicas (vista *c*). El anillo, en este caso, experimenta compresión pura. El cateto del chaflán debe ser no menor de 0,5 d_0 (d_0 es el diámetro del alambre). Es más preferente hacer el chaflán bajo un ángulo de 30°.

En la construcción reforzada de la vista *d*, al anillo se le ha dado un perfil en Γ. El manguito cilíndrico del anillo se ha establecido debajo de la pieza acoplada.

Las uniones de este tipo son aplicables, si por la construcción del conjunto puede colocarse la pieza a fijar en el retén, puesto previamente en la ranura.

Los anillos en Γ con manguitos dispuestos por el exterior (vista *e*) son aplicables para cualesquiera procedimientos de instalación.

11.6 Retenes de montaje radial

Los retenes de montaje radial se emplean para fijar a los árboles piezas, en los casos en que las piezas contiguas estorban el montaje del anillo de retén por el eje. Gracias a la sencillez y comodidad de colocación éstos se emplean con frecuencia también en los casos en que el montaje axial es realizable.

Los retenes de montaje radial representan anillos de muelle partidos con entalla aumentada, que permite la introducción del anillo en la ranura, en el plano de su disposición.

El diámetro interior d_2 del anillo en estado libre (fig. 548, *a*) se hace igual a 0,95—0,97 del diámetro d_1 de la ranura de tal modo que el anillo se encaje en la ranura con apretura. Al introducirlo en la ranura, los extremos del retén se separan y después de pasar la línea media del diámetro se unen, abarcando el árbol (vista *b*). Para la fijación segura del retén el ángulo α de contacto debe ser no menor de 240°, lo que corresponde a la anchura de la entalla en estado cerrado $l \approx 0,85\ d_1$, y en estado libre $l' \approx 0,8\ d_1$. Mayores angulos de contacto $\alpha = 270 \div 300°$; $[l' = (0,7 \div \div 0,5)\ d_1]$ garantizan una fijación más fiable, pero son realizables en el caso de elevada elasticidad del retén.

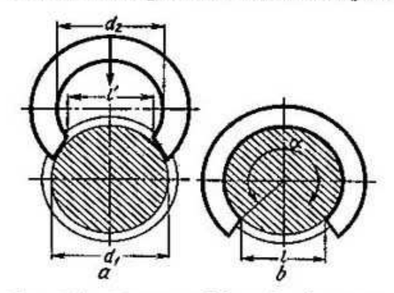


Fig. 548. Esquema del retén de montaje radial

El retén simple de montaje radial (fig. 549, *a*) representa un anillo de alambre redondo o de fleje. En las vistas *b*, *c* se muestran retenes estampados en forma de hoz, en la vista *d* un retén de tres puntos (en forma de Э) que es el que se emplea más a menudo. La construcción *e* con extremos biselados simplifica la introducción del retén en la ranura.

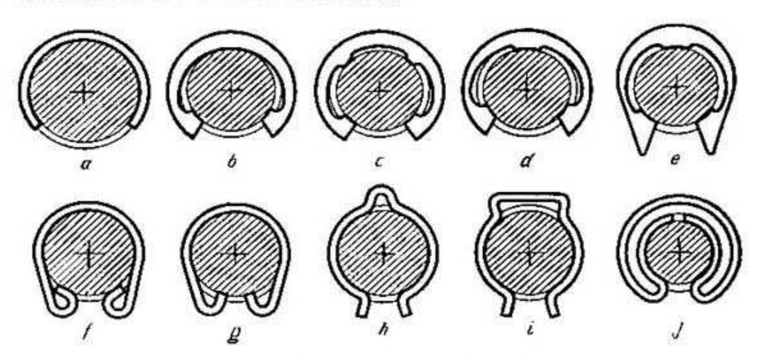


Fig. 549. Retenes de montaje radial

La capacidad portante de los retenes de montaje radial, así como la capacidad de resistencia a las fuerzas centrífugas son menores que las de los retenes de montaje axial. La carga axial puede aumentarse, haciendo mayor el espesor de los retenes y más profundas las ranuras. En contraposición a las uniones de retén de montaje axial

la profundidad de la ranura aquí no se limita por la condición de la resistencia mecánica del retén en el montaje.

Los retenes con superficie exterior cilíndrica (vistas *a—d*) pueden reforzarse, ubicándolos en una arandela de cubeta.

En las vistas *f—j* se muestran retenes ligeros de alambre, empleados para fijar piezas diminutas.

11.7 Retenes sin ranura

Para fijar piezas en árboles lisos (o en agujeros lisos) se emplean retenes *sin ranura* (*de trinquete*) que representan arandelas cónicas (fig. 550, *a*) con patillas inclinadas a un angulo α, menor que el ángulo de rozamiento ($\alpha < 12 \div 15°$).

Los retenes se colocan en el árbol (o se introducen en el agujero) con las patillas al encuentro de la dirección del movimiento (vista *b*) hasta hacer contacto con el tope de la pieza a fijar. Bajo la acción de la fuerza de trabajo axial (vista *c*) las patillas se apoyan en la superficie de encaje, evitando el desplazamiento de la pieza.

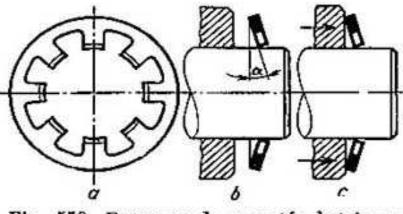


Fig. 550. Esquema de un retén de trinque

Para la acción segura, los extremos de las patillas deben entrar en la superficie de encaje con apretura y, por consiguiente, deben ser ejecutados con bastante exactitud. La fiabilidad de la fijación depende en sumo grado del estado de la superficie de encaje.

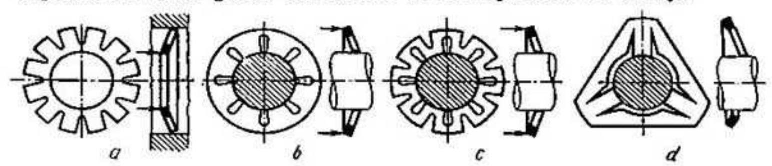


Fig. 551. Retenes de trinquete

A veces, las patillas se introducen en ranuras anulares no profun das, pero en este caso se pierde la posibilidad de fijar la pieza en posición arbitraria.

El desmontaje de estos retenes es dificultoso.

En la figura 551 se muestran diversidades de retenes de este tipo, interiores (vista *a*) y exteriores (vistas *b*, *c*). La construcción *d* se distingue por la altura aumentada de las patillas, lo que disminuye los requisitos a la exactitud de fabricación.

11.8 Construcciones particulares

Los retenes de muelle de tubo de pared delgada ondulado (fig. 552, *a*) pueden soportar cargas axiales bastante grandes. Gracias a su elevada elasticidad pueden colocarse en ranuras profundas.

Los retenes de muelles de brazalete (vistas *b*, *c*) se colocan en el surco semirredondo del árbol. La pieza a fijar debe tener un chaflán

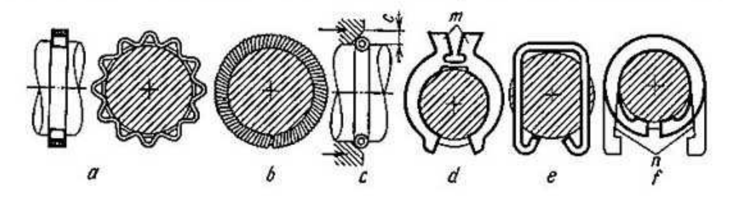


Fig. 552. Construcciones especiales de retenes

con cateto *c*, algo mayor que el radio *r* del muelle. Los extremos de los muelles de brazalete se unen, como de ordinario, enroscando el extremo libre del muelle al otro extremo, arrollado en el diámetro menor.

Los retenes de muelle ajustables (vista *d*) se colocan en la ranura, comprimiendo con unos alicates las patitas *m*. Su montaje puede ser radial o axial.

El retén ligero de alambre, designado para fijar piezas (vista *e*), se coloca en ranuras fresadas diametralmente opuestas en el árbol.

Para la fijación permanente se emplean anillos de retén de metales plásticos doblados en los surcos anulares del árbol (vista *e*). Para simplificar el doblado en los extremos del retén se hacen rebajos *n*.

Indice